



**UNIVERSITÀ DI PISA**

**FACOLTÀ DI INGEGNERIA**

DEFINIZIONE DELL'AZIONAMENTO DEL SISTEMA DI  
COMPRESSIONE E INDIVIDUAZIONE DI POSSIBILI LAYOUT DI UN  
IMPIANTO DI PROVA PER BRUCIATORI PER TURBOGAS

---

**Laurea Magistrale in Ingegneria Elettrica**

**Candidato: Gioi Vezzosi**  
**Anno Accademico 2014 / 2015**

**Relatori: Prof. Stefano Barsali**  
**Alessandro Lorenzini**

# Indice

Indice delle figure.....	4
Introduzione .....	6
Capitolo 1 - Laboratorio Sperimentale Sesta Lab.....	7
<i>Capitolo 2 – Metodi seguiti</i> .....	9
2.1 Analisi impianto esistente .....	11
2.2 Concetto di efficienza .....	11
2.3 Analisi critica e conclusioni preliminari .....	12
2.4 Soluzioni elettriche .....	12
2.5 Individuazione di possibili layout .....	12
<i>Capitolo 3 – Impianto attuale</i> .....	13
3.1 Capacità impianto .....	19
3.2 Funzionamento .....	19
3.3 Schema elettrico di Sesta Lab.....	20
3.4 Dati tecnici di interesse contestuale .....	21
3.4.1 Rete a monte.....	21
3.4.2 Trasformatore.....	22
3.4.3 Macchina sincrona .....	23
3.4.4 Convertitore avviatore.....	23
3.4.5 Eccitatrice .....	24
3.4.6 Compressore.....	24
3.4.7 Celle di prova.....	28
<i>Capitolo 4 – Calcoli preliminari</i> .....	29
<i>Capitolo 5 – Analisi critica della linea 1</i> .....	30
5.1 Generalità sull'efficienza del processo .....	31
5.2 Metodo operativo .....	47
5.3 Risultati.....	51

5.4 Analisi e conclusioni.....	57
Capitolo 6 – Soluzioni termiche.....	59
6.1 Compressore a velocità variabile .....	59
6.2 Recupero energetico sui fumi.....	62
6.2.1 Preriscaldamento aria compressa.....	63
6.2.2 Turbina coassiale con il treno di compressione.....	63
6.2.3 Turbina ed albero elettrico .....	64
6.4 CAES.....	67
Capitolo 7 – Soluzioni elettriche .....	69
7.1 Soluzioni tradizionali elettromeccaniche con la macchina asincrona .....	71
7.1.1 La caratteristica meccanica del motore asincrono .....	72
7.1.2 Avviamento diretto.....	74
7.1.3 Avviamento reostatico .....	75
7.1.4 Avviamento con autotrasformatore .....	77
7.1.5 Avviamento stella - triangolo .....	78
7.2 Soluzioni odierne con elettronica di potenza.....	79
7.2.1 Controllo scalare .....	81
7.2.2 Controllo vettoriale.....	84
7.3 Approfondimento sulle varie tecnologie e confronto .....	85
7.4 Alta velocità .....	89
Capitolo 8 – Conclusioni .....	91
Appendice .....	93
A.1 Macro.....	93
A.2 Schema elettrico di Sesta Lab.....	96
Bibliografia e Riferimenti .....	97
Ringraziamenti.....	98

## *Indice delle figure*

Figura 1. Area Sperimentale Sesta Lab.....	7
Figura 2. Obiettivo dell'impianto verso il cliente.....	8
Figura 3 Test sui bruciatori.....	8
Figura 4 Treno di Compressione .....	13
Figura 5 Treno di compressione in foto .....	13
Figura 6 Curva di pompaggio e linea di sicurezza del compressore presente.....	15
Figura 7 Assi meccanici e parte del circuito idraulico dell'aria .....	16
Figura 8 Valvole principali.....	16
Figura 9 Caratteristica manometrica del compressore.....	17
Figura 10 Vista dall'alto del treno di compressione e dei componenti principali del circuito dell'aria .....	18
Figura 11 Dati della rete AT.....	21
Figura 12 Eccitatrice statica .....	24
Figura 13 Assi meccanici.....	24
Figura 14 Cella di prova .....	28
Figura 15 Confronto qualitativo tra le necessità fisiche della cella e la zona di lavoro, rigida, del compressore.....	30
Figura 16 Rappresentazione qualitativa della potenza persa data dalla rigidità di lavoro del compressore .....	31
Figura 17 Modello dell'impianto. Flussi energetici principali. ....	33
Figura 18 Considerazioni sul cp.....	37
Figura 19 "Compressore" .....	39
Figura 20 "Compressore utile" .....	39
Figura 21 "Compressore a perdere" .....	40
Figura 22 Modello semplificato dell'impianto.....	41
Figura 23 Compressore ideale .....	42
Figura 24 Compressione ideale e reale .....	42
Figura 25 Compressione con laminazione sulla mandata.....	43
Figura 26 Compressione ideale, compressione reale e compressione con laminazione sulla mandata .....	43
Figura 27 Modello semplificato dell'impianto.....	44
Figura 28 Perdite sull'asse.....	45
Figura 29 Modello semplificato dell'impianto.....	47
Figura 30.....	49
Figura 31 Giornata 1. Efficienza di processo e pressione. ....	52
Figura 32 Giornata 1. Efficienza di processo corretta e pressione. ....	52
Figura 33 Giornata 1. Efficienza e perdite sull'asse. ....	53
Figura 34 Giornata 2. Efficienza di processo e pressione. ....	53
Figura 35 Giornata 2. Efficienza e perdite sull'asse. ....	54
Figura 36 Giornata 2. % di portata sfiorata e pressione. ....	54

Figura 37 Giornata 3. Efficienza e perdite sull'asse. ....	55
Figura 38 Giornata 4. Efficienza di processo e pressione. ....	55
Figura 39 Giornata 4. Efficienza e perdite sull'asse. ....	56
Figura 40 Giornata 5. Efficienza di processo e pressione. ....	56
Figura 41 Giornata 5. Efficienza e perdite sull'asse. ....	57
Figura 42 Giornata di test. Potenza assorbita dal 132 kV. ....	58
Figura 43 Caratteristica manometrica di un compressione e punto di lavoro .....	60
Figura 44 Zona potenzialmente utilizzabile con un compressore a giri variabili .....	61
Figura 45 Recupero energetico sui fumi .....	62
Figura 46 Preriscaldamento aria compressa. Schema di principio. ....	63
Figura 47 Turbina coassiale con il treno di compressione. Schema di principio. ....	64
Figura 48 Turbina ed albero elettrico. Schema di principio. ....	64
Figura 49 Recupero ibrido. Schema di principio. ....	67
Figura 50 CAES .....	68
Figura 51 Caratteristica motore asincrono al variare della tensione di alimentazione .....	71
Figura 52 Circuito equivalente del motore asincrono .....	72
Figura 53 Caratteristica meccanica motore asincrono .....	73
Figura 54 Avvolgimenti di rotore di un motore a doppia gabbia .....	74
Figura 55 Caratteristica di un motore asincrono a doppia gabbia .....	75
Figura 56 Reostato di avviamento .....	76
Figura 57 Caratteristica di un motore asincrono al variare della resistenza rotorica. 76	
Figura 58 Avviamento con autotrasformatore .....	77
Figura 59 Avviamento stella triangolo .....	78
Figura 60 Caratteristica meccanica di un avviamento stella triangolo .....	78
Figura 61 Classificazione dei componenti elettronici di potenza .....	79
Figura 62 Campo di applicazione dei componenti elettronici di potenza .....	79
Figura 63 Azionamento flessibile .....	80
Figura 64 Caratteristica meccanica con controllo $V/f$ .....	81
Figura 65 Anello di controllo $V/f$ .....	81
Figura 66 Controllo scalare. Ottenimento della frequenza di alimentazione .....	82
Figura 67 Controllo scalare nella trazione elettrica .....	83
Figura 68 Schema Simulink di un avviamento diretto del motore asincrono .....	85
Figura 69 Avviamento diretto. Andamento della velocità meccanica .....	86
Figura 70 Avviamento diretto. Andamento delle correnti statoriche. ....	86
Figura 71 Schema Simulink di un avviamento con controllo scalare del motore asincrono .....	87
Figura 72 Anello di controllo .....	87
Figura 73 Controllo scalare. Andamento della velocità meccanica. ....	88
Figura 74 Controllo scalare. Andamento delle correnti statoriche .....	88
Figura 75 Alta velocità .....	89

## *Introduzione*

L'Area Sperimentale di Sesta fu realizzata da Enel Energia nel 1995 e fin dall'inizio è stato uno dei laboratori più avanzati al mondo.

Inizialmente il Laboratorio veniva utilizzato esclusivamente come parte delle operazioni di ricerca e sviluppo di Enel, ma con il tempo ha suscitato l'interesse da parte dei produttori di Turbine a Gas, i quali hanno utilizzato l'impianto per testare e sviluppare nuovi prodotti, nonché per studiare o ottimizzare quelli di più vecchia generazione.

Recentemente Co.Svi.G. ha acquisito Sesta Lab per conservarne capacità ed esperienza, attualmente ha a disposizione un'area sperimentale in cui è presente un impianto da 20 MW attraverso il quale si ricostruiscono, in scala reale, le condizioni di esercizio dei bruciatori che necessitano di test.

L'opportunità di allargare il mercato ad un portafoglio di clienti più ampio, la possibilità di garantire una *reliability* più solida dell'impianto ed allo stesso tempo una migliore efficienza energetica, ha lanciato l'idea di ampliare l'area sperimentale con un nuovo treno di compressione, con rapporto di compressione maggiore, in aggiunta a quello attuale.

L'accesso ai clienti dipende dalle loro esigenze di test, anche se le uniche vincolanti sono il livello di pressione e della portata di aria comburente in ingresso alla cella di prova. L'incremento del portafoglio di mercato è quindi una diretta conseguenza dell'estensione dell'area di lavoro dell'impianto, infatti, questo investimento permetterebbe di lavorare a pressione più elevata, limitata dalla portata del nuovo compressore, o, con portate maggiori, limitate dalla pressione del treno di compressione già esistente.

L'obiettivo principale di questo lavoro è individuare criteri di progettazione e soluzioni realizzative per il sistema di compressione che alimenta i bruciatori in prova, sia tenendo conto dei sistemi presenti che della necessità di ampliare la capacità di test, in linea al contesto di mercato attuale ed alle politiche energetiche europee.

# *Capitolo 1 - Laboratorio Sperimentale Sesta Lab*

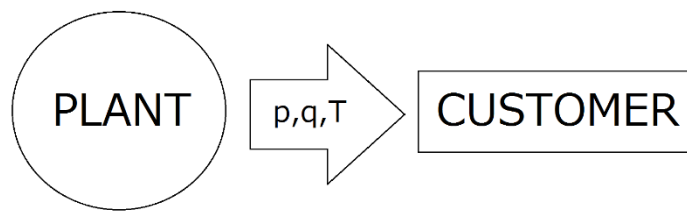
Il Laboratorio Sperimentale Sesta Lab fu fondato nel 1995 da Enel Energia per operazioni di Ricerca e Sviluppo, ma in particolare per l'esecuzione di test su bruciatori turbogas di proprietà.

Nel 2014 Co.Svi.G. ne ha acquisito l'impianto, e lo gestisce con l'obiettivo di proporre sul mercato mondiale dell'Oil&Gas and Power Generation un servizio finalizzato allo sviluppo di nuove camere di combustione o all'ottimizzazione delle esistenti, volte alla riduzione dei consumi, all'aumento dell'efficienza e della flessibilità di utilizzo nonché all'abbattimento degli inquinanti. Attualmente è in atto un programma di potenziamento del laboratorio finalizzato a coprire le moderne esigenze delle nuove turbine a gas.



*Figura 1. Area Sperimentale Sesta Lab*

Sesta Lab offre al cliente una struttura finalizzata alla riproduzione in scala reale delle caratteristiche di lavoro, ovvero pressione, portata e temperatura, alle quali vuol essere sottoposto il bruciante in test.

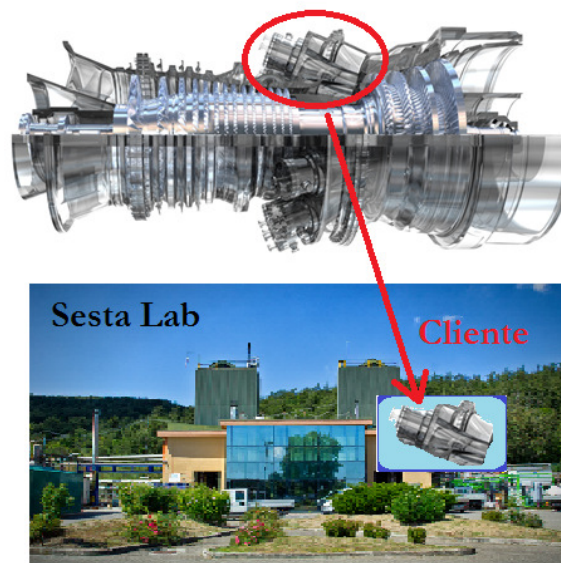


*Figura 2. Obiettivo dell'impianto verso il cliente*

In generale un gruppo turbogas, che sia aeronautico o che sia finalizzato alla produzione di energia elettrica, è di fatto un motore a combustione interna costituito da un compressore, una camera di combustione e una turbina. Quest'ultima assolve la duplice funzione di alimentare il compressore e di generare potenza meccanica utile verso il mondo esterno.

Il bruciatore in fase di test deve vedere il mondo esterno allo stesso modo come lo avrebbe visto in condizioni normali di esercizio.

Volendo fare un'analogia elettrica: il bruciatore può essere visto come un bipolo e il mondo esterno come l'equivalente di Thevenin della rete collegata ad esso. È quindi molto importante che l'equivalente di Thevenin qui riprodotto sia il più possibile uguale all'ambiente esterno del reale contesto applicativo.

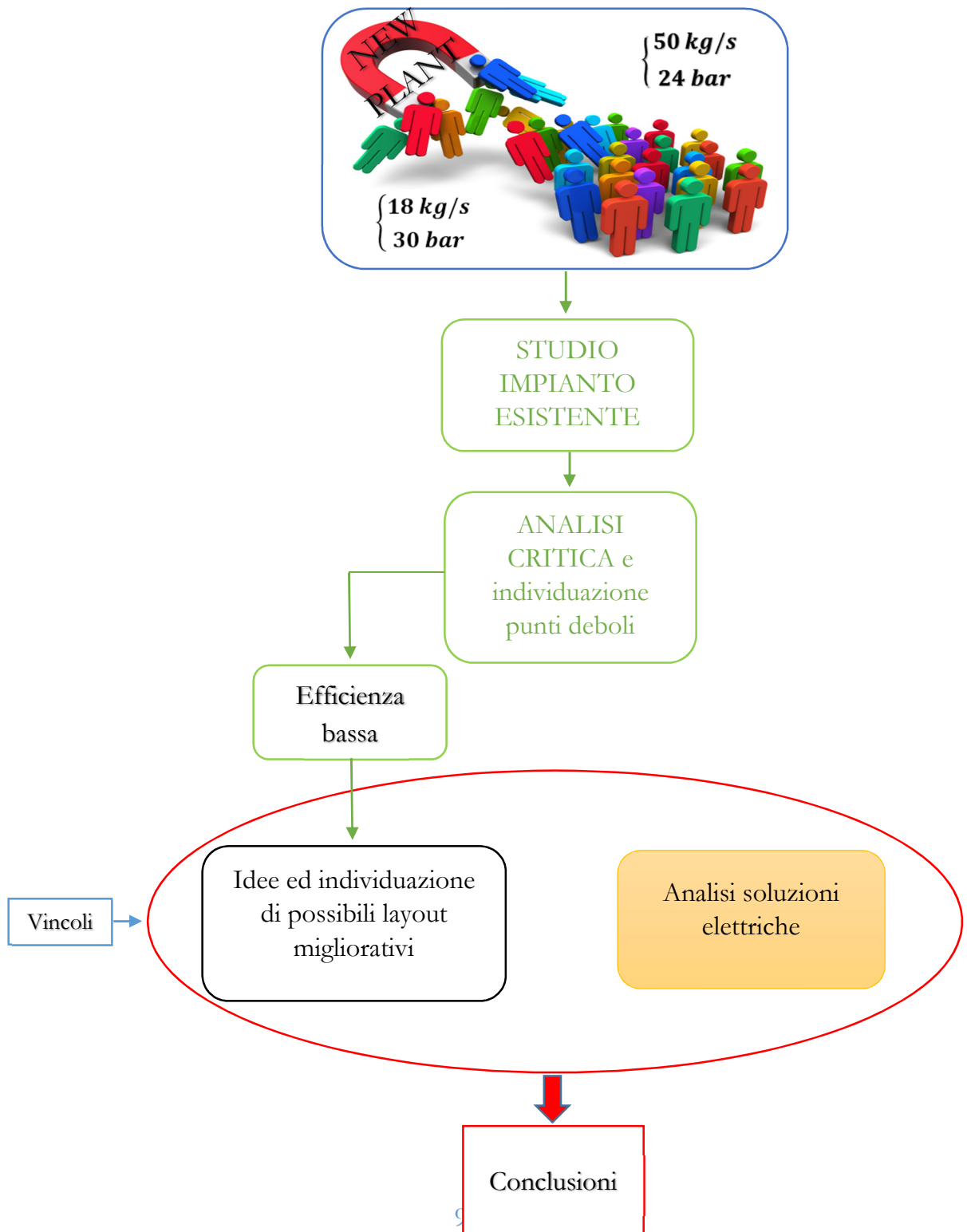


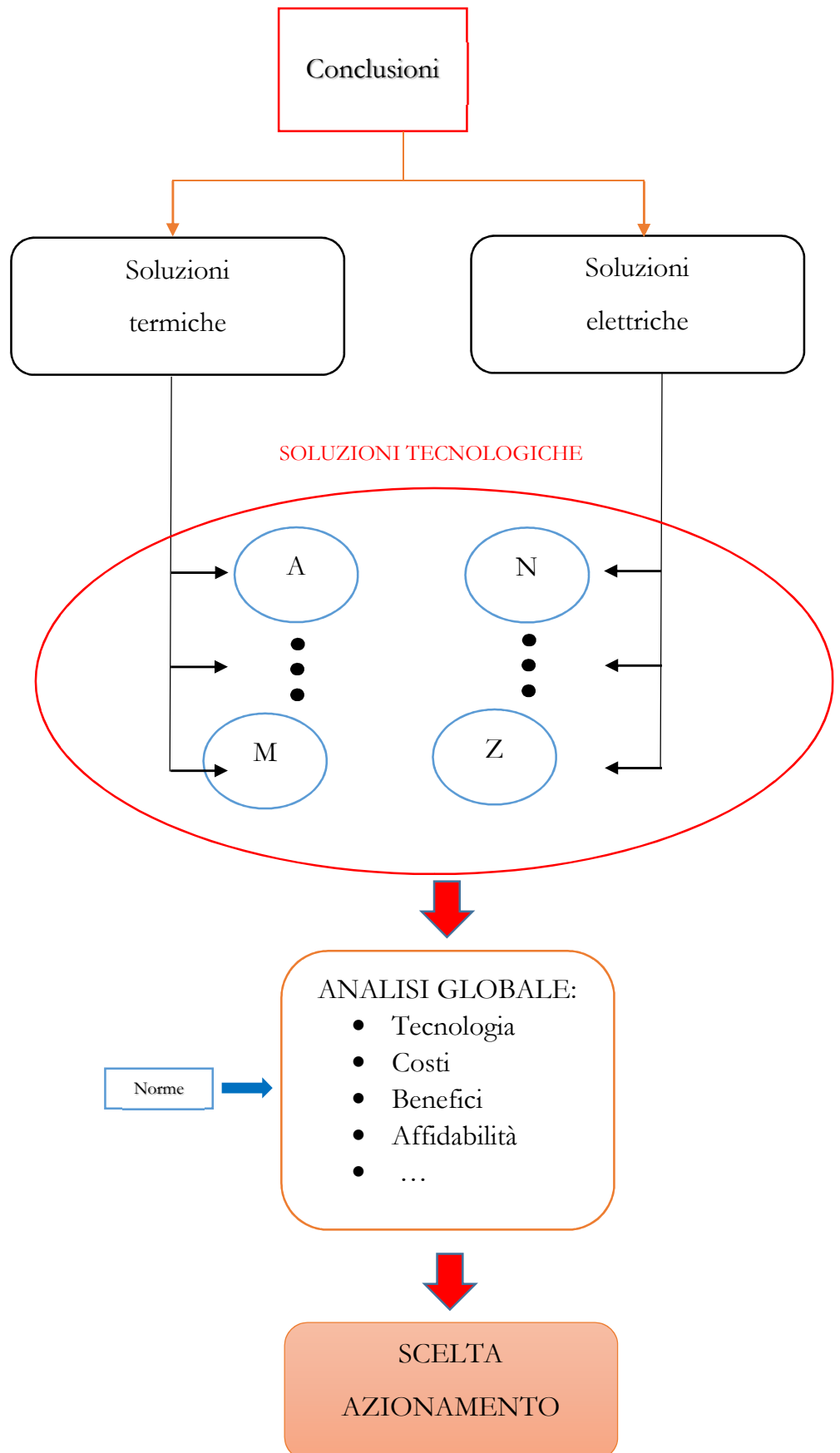
*Figura 3 Test sui bruciatori*



## Capitolo 2 – Metodi seguiti

Il perseguimento dell'obiettivo principale del progetto è descrivibile in più fasi ed in particolare è stato percorso attraverso una **progettazione concettuale** esposta in seguito.





## 2.1 Analisi impianto esistente

Il punto di partenza è senza dubbio l'**analisi storica dell'impianto** esistente e delle sue **caratteristiche**, con la messa in risalto dei punti di forza e delle debolezze in senso lato.

La nascita dell'impianto infatti è ricollocabile ad un contesto di mercato completamente diverso da quello attuale. È quindi impensabile che ciò non abbia ripercussioni sull'esercizio dello stesso. Se l'obiettivo principe di Enel Energia era quello di eseguire operazioni interne di ricerca e sviluppo, oltretutto in una situazione di autoapprovvigionamento energetico, è naturale che il progetto dell'impianto non sia stato eseguito con lo scopo di massimizzare il profitto in un contesto di mercato libero internazionale, come invece si ritrova ad operare Co.Svi.G..

Dalla storia dell'impianto, dalle sue caratteristiche ed in funzione dell'obiettivo da raggiungere, è stato ritenuto opportuno stimare l'efficienza di processo in diverse situazioni di funzionamento.

## 2.2 Concetto di efficienza

La scelta del termine “efficienza” e non di “rendimento” è voluta e dovuta al fatto che l'impianto non ha in uscita una potenza utile associata al compimento di un certo lavoro. Lo scopo è quello di associare a tale termine un concetto più economico che energetico. L'ottenimento di uno specifico punto di funzionamento è caratterizzato sia da una potenza totale in ingresso, sia dalle perdite di processo. Tali perdite, come le perdite sull'asse meccanico, le perdite dovute alla laminazione, le perdite associate allo sfioro di aria in eccesso, più le perdite addizionali, vanno a diminuire l'efficienza e quindi ad aumentare i costi di esercizio dell'impianto.

Formalmente è stata definita come:

$$e_{processo} = \frac{Potenza\ assorbita - Perdite}{Potenza\ assorbita}$$

### 2.3 Analisi critica e conclusioni preliminari

Effettuando un'analisi sull'efficienza dell'impianto è emerso che essa è minore del 50% nella situazione più favorevole considerata. Inoltre, risultano importanti anche le perdite sull'asse meccanico e questa è la conseguenza dei due gear box necessari nel layout attuale.

### 2.4 Soluzioni elettriche

Nell'ambito di questo lavoro sono state analizzate diverse architetture hardware. L'obiettivo è quello di valutare le tecnologie considerate in questa applicazione specifica in maniera congiunta con i layout termici, per poter permettere a chi concluderà il progetto con un'analisi economica, di poter scegliere la soluzione più adatta da un punto di vista di ottimo globale.

### 2.5 Individuazione di possibili layout

Il miglioramento dell'efficienza globale costituisce il punto cardine su cui lavorare. Per tale scopo sono state ideate varie soluzioni, con accorgimenti che vanno in questa direzione.

In particolare è stato osservato che l'impianto gode di un'elevata disponibilità energetica inutilizzata ed è per questa ragione che il core dei layout proposti è il recupero energetico.

## Capitolo 3 – Impianto attuale

Attualmente è presente un treno di compressione da 20 MW, azionato mediante motore sincrono ed alimentato da un avviatore statico che lo interfaccia con la rete. La compressione è suddivisa in due stadi con intercooler interposto.

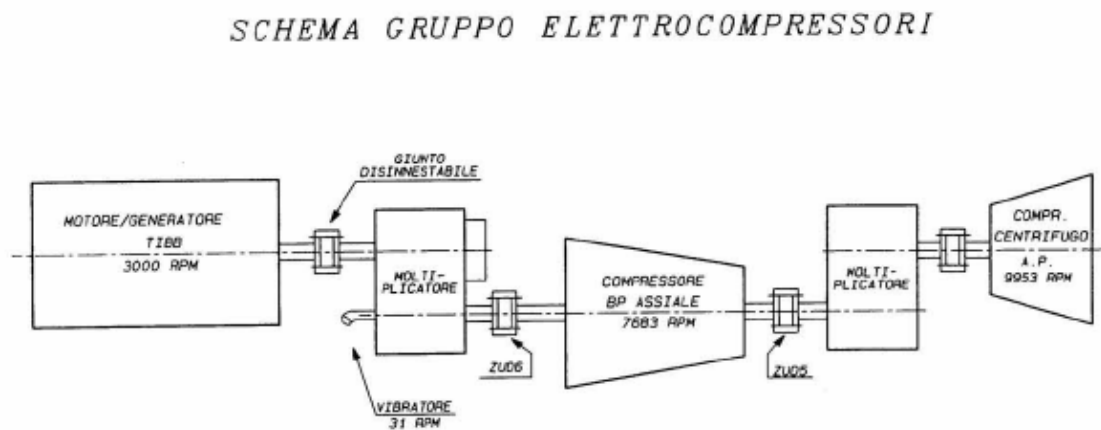


Figura 4 Treno di Compressione



Figura 5 Treno di compressione in foto

Il compressore di B.P. è di tipo assiale ed è azionato tramite un sistema di trasmissione del moto composto da:

- un motore elettrico
- due giunti a denti di cui uno disinnestabile
- un gear box che porta la velocità di rotazione della linea d'asse da 3000 a 7680 rpm.

L'aria compressa alla mandata del compressore di B.P. viene prima raffreddata nell'intercooler e poi inviata allo stadio di A.P., costituito da un compressore centrifugo. Quest'ultimo ruota a una velocità di 9950 rpm ottenuta con secondo gear box.

Entrambi i compressori, come i moltiplicatori di velocità, sono dotati di misure relative alla temperatura dei cuscinetti portanti e al rilievo delle vibrazioni e degli spostamenti assiali degli alberi, nonché di protezioni antipompaggio.

L'antipompaggio è assicurato da un sistema che monitora il rapporto di compressione al variare della portata e lo confronta con il valore limite della soglia di sicurezza. Nel caso in cui la soglia venga superata il sistema fa intervenire le valvole FCV50 e FCV51, che sfiorando abbassano la pressione sulla mandata, facendo ritornare il compressore a lavorare nella zona di funzionamento stabile.

## CURVA DI POMPAGGIO E LINEA DI SICUREZZA COMPRESSORE ASSIALE

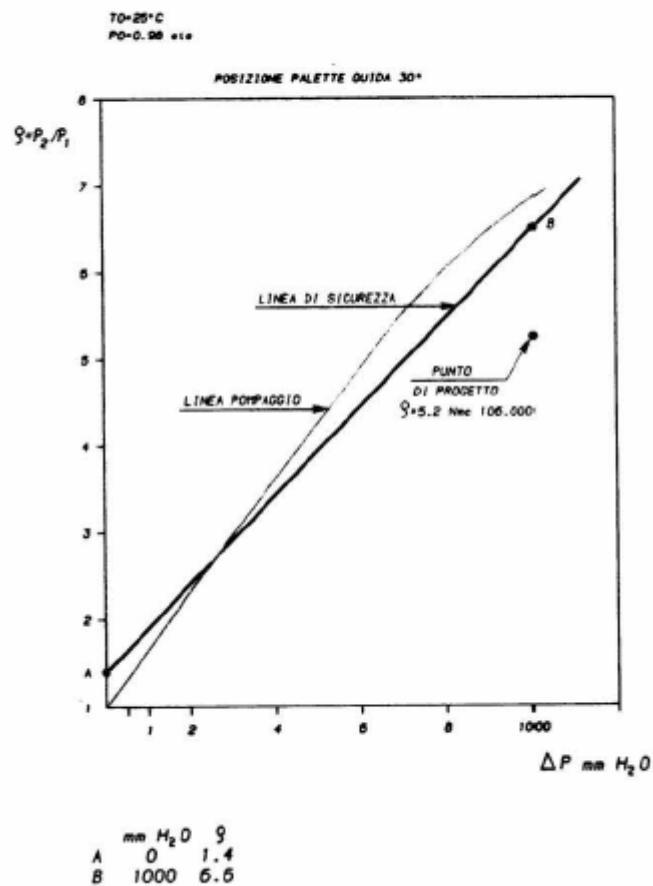


FIG. 12

Figura 6 Curva di pompaggio e linea di sicurezza del compressore presente

Il gruppo compressore aspira aria ambiente attraverso un filtro costituito da più filtri a tasche in parallelo.

A valle del filtro è installato un silenziatore la cui funzione è di ridurre il rumore in aspirazione.

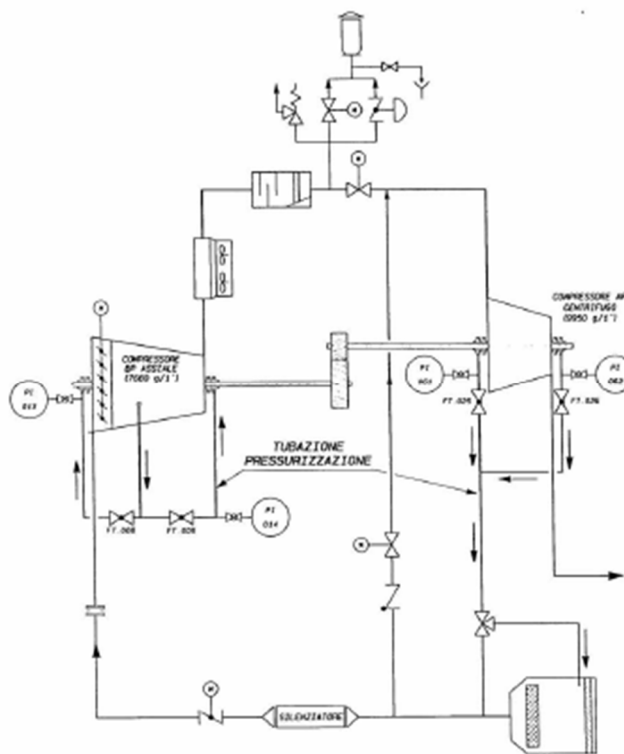


Figura 7 Assi meccanici e parte del circuito idraulico dell'aria

Tra quest'ultimo e il compressore è presente la valvola FCV1, di tipo a farfalla, la cui funzione è di strozzare l'ammissione al compressore in fase di avviamento per ridurre la potenza assorbita.

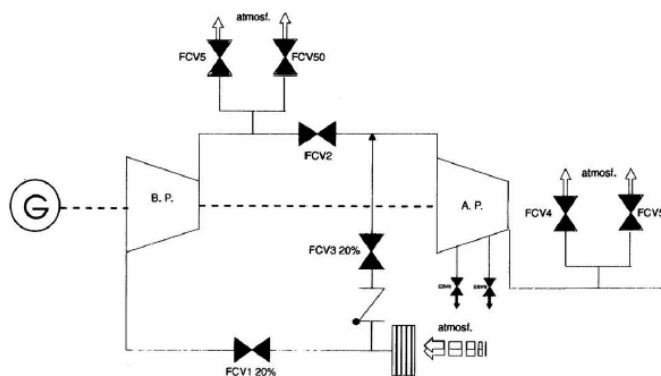


Figura 8 Valvole principali

In funzionamento a regime agendo su questa valvola e sulla fila di palette statoriche direttrici del compressore B.P. è possibile ridurre la portata e la pressione di



mandata fino al 20%, con una conseguente riduzione di pari entità della potenza assorbita.

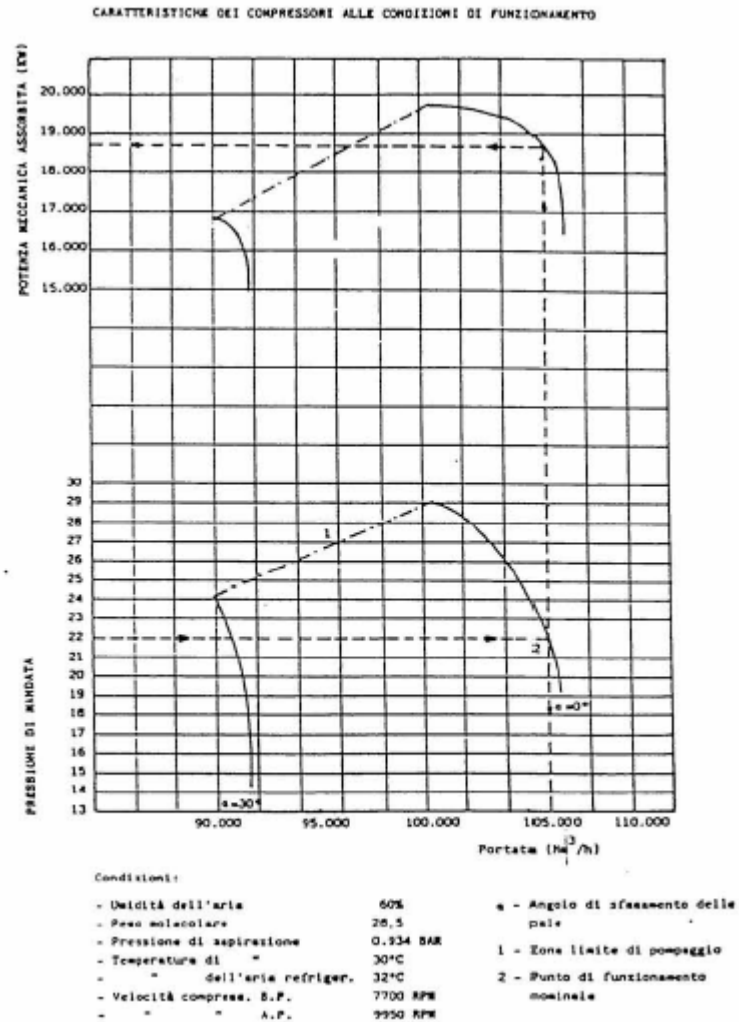


Figura 9 Caratteristica manometrica del compressore

Il sistema è dotato di due stadi di refrigerazione dell'aria.

Il primo è l'intercooler, installato tra lo stadio di B.P. e quello di A.P. Esso è uno scambiatore aria-aria a tiraggio forzato realizzato con quattro motori elettrici da 30 kW.

Il secondo refrigerante è posizionato a valle dello stadio di A.P. il cui scopo è quello di regolare la temperatura finale di mandata.

Le fondazioni del gruppo sono state realizzate su un cavalletto metallico, al fianco del quale è situata la cassa dell'olio di lubrificazione con una capacità di 14 t.

Per il raffreddamento dell'olio è presente all'esterno del capannone un refrigerante olio / aria dotato di 4 motori elettrici azionanti altrettante ventole.

L'ingente quantità di olio di lubrificazione è dovuta al gran numero di cuscinetti presenti sulla linea d'asse e alla presenza di moltiplicatori di velocità la cui richiesta è quasi pari alla metà di quella totale.

La pompa dell'olio principale è ad ingranaggi ed è calettata direttamente su una sporgenza d'albero del primo moltiplicatore di velocità. Quella ausiliaria, di tipo centrifugo, è azionata invece da un motore elettrico a 380 V di 45 kW.

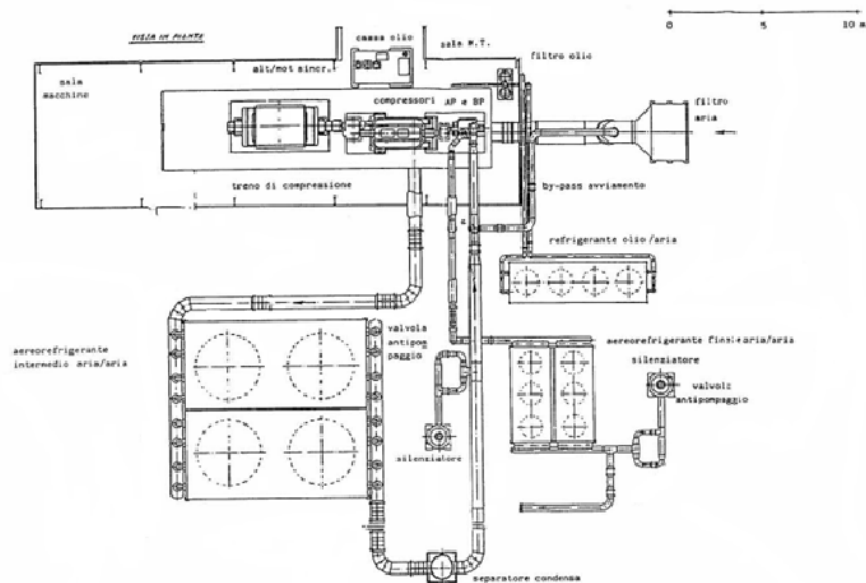


Figura 10 Vista dall'alto del treno di compressione e dei componenti principali del circuito dell'aria

### 3.1 Capacità impianto

#### Aria di Combustione

	UM	Valori ad oggi	4Q 2016 Aggiunta di un nuovo treno di compressione	Note
Portata	kg/s	35	50	+ 5%, +10% è possibile se è utilizzata acqua di raffreddamento
Pressione	bar-a	23	30	nel vessel di combustione
Temperatura	°C	520	520	nel vessel di combustione

### 3.2 Funzionamento

Il carico elettrico dell'impianto di compressione è dato dal cliente in fase di prova.

Dal punto di vista della classificazione il carico è di tipo intermittente e la logica di gestione è basata proprio su questo aspetto; l'esercizio è quindi scindibile in due fasi, una di *avviamento* e una di *esercizio* vero e proprio.

L'avviamento è gestito dall'avviatore statico che regola l'accelerazione della macchina elettrica controllando i flussi di statore e di rotore, con l'obiettivo di mantenere costante il modulo della corrente.

Il funzionamento in esercizio prevede un sistema di alimentazione rigidamente allacciato alla rete di alimentazione a 50 Hz.

Quindi il treno di compressione ruota alla velocità costante di  $\frac{f}{p} = 3000 \text{ rpm}$  lato motore ed alle rispettive velocità date dai rapporti di trasmissione lato compressore di B.P. e di A.P.

Per realizzare la matrice richiesta dal cliente, nell'impianto sono presenti vari organi di regolazione che consentono di modulare pressione, portata e temperatura in ingresso ai combustori:

- Strozzamento dell'aspirazione, IGV, FCV1:  
A pressione di mandata costante si può avere un'escursione di portata ammissibile dal 100% all'86% tramite la variazione dell'apertura delle pale orientabili (1° distributore di B.P.). Regolando in chiusura la valvola FCV1 si può scendere al 79%.
- Scarico in atmosfera con FCV4
- Valvola ad ogiva in uscita alla cella:  
Imposta la pressione nel combustore, realizzando la contropressione, data dalla turbina, che si avrebbe in un turbogas.
- Preriscaldatore a nafta in uscita dal treno di compressione:  
Esegue una regolazione grossolana sulla temperatura dell'aria in ingresso alla cella di prova.
- Riscaldatore elettrico  
Esegue la regolazione fine prima di inviare l'aria in camera di combustione.

### 3.3 Schema elettrico di Sesta Lab

Lo schema elettrico è inserito in Appendice A.2.

### 3.4 Dati tecnici di interesse contestuale

Di seguito sono elencati solo i dati fondamentali dell'impianto e della rete che lo alimenta con lo scopo di comprendere il funzionamento dell'impianto e di riuscire a dominare l'obiettivo generale di questo lavoro.

#### 3.4.1 Rete a monte

L'impianto è alimentato tramite una derivazione di 1.5 km dalla linea a 132 kV Larderello 2 – Pian della Speranza n. 815. È quindi allacciato a una rete fortemente magliata, collocata in un'area geotermica caratterizzata dalla presenza di molte centrali di produzione di energia elettrica, una di queste è fisicamente a fianco del laboratorio.

Gli ultimi dati di rete calcolati da Terna, aggiornati a Dicembre 2014, sono disponibili e valgono:

VALORI DELLE CORRENTI E DELLE POTENZE DI CORTO CIRCUITO NEGLI IMPIANTI DELLA RETE A 380 - 220 - 150 - 132 KV AGGIORNAMENTO DICEMBRE 2014									
Area	Stazione	Codice univoco utente		Tensione [kv]	Titolare	Icc trifase massima	Icc monofase massima	Pcc massima trifase convenzionale	Pcc minima trifase convenzionale
		Sezione	Nodo			[kA]	[kA]	[MVA]	[MVA]
FIRENZE	SCARLIN. EN	AMBF2I1321 SUBNET	1	132	SCARLINO ENE	9.138	6.756	2089.322	777.529
FIRENZE	SCARLINO S	SCLFDI1321 SUBNET	1	132	ENEL DISTRIB	9.896	7.315	2262.617	792.200
FIRENZE	SCHIAPPA	SCHFDI1321 SUBNET	1	132	ENEL DISTRIB	6.078	5.378	1389.581	1050.325
FIRENZE	SECA	SEPF_I1321 SUBNET	1	132	SECA	11.682	9.594	2670.904	973.492
FIRENZE	SEF FERRAR	EFEF_I1321 SUBNET	1	132	SEF	5.904	6.644	1349.736	890.159
FIRENZE	SEF FERRAR	EFEF_I1321 SUBNET	2	132	SEF	5.908	6.648	1350.789	936.326
FIRENZE	SELICE ALL	SLHF_I1321 SUBNET	1	132	HERA	5.553	3.797	1269.651	920.488
FIRENZE	SELVA 1	SE1F2I1321 SUBNET	1	132	ENEL GREEN P	10.858	8.613	2482.363	1489.928
FIRENZE	SELVANIZZA	SELF2I1321 SUBNET	1	132	ENEL GREEN P	4.977	4.351	1137.940	304.519
FIRENZE	EGDRE BAR	EGDREI1321 SUBNET	1	132	ENEL DISTRIB	6.063	5.503	1329.033	884.330
FIRENZE	SESTA 1	SETFPI1321 SUBNET	1	132	ENEL GREEN P	14.561	11.514	3329.139	1734.227
FIRENZE	SESTA 1 AL	SEKFDI1321 SUBNET	1	132	TERNA	14.808	11.728	3385.175	1750.087
FIRENZE	SESTA AL	SAAF2I1321 SUBNET	1	132	TERNA	15.330	12.297	3504.937	1781.187
FIRENZE	SESTA SPER	SSTF_I1321 SUBNET	1	132	ENEL ING E R	14.297	11.118	3268.703	1717.343
FIRENZE	SESTAIAL	SSAFTI1321 SUBNET	1	132	TERNA	3.537	2.224	808.736	472.116
FIRENZE	SESTAIONE	SESF2I1321 SUBNET	1	132	ENEL GREEN P	3.494	2.189	798.877	468.428
FIRENZE	SESTO F.NO	SEFFDI1321 SUBNET	1	132	ENEL DISTRIB	14.598	10.331	3337.521	1257.002
FIRENZE	SICEM SAGA	SICF_I1321 SUBNET_C	1	132	SICEM SAGA	11.112	7.064	2540.651	1272.913
FIRENZE	SIENA A	SIEFDI1321 SUBNET	1	132	ENEL DISTRIB	11.124	7.186	2543.181	865.053
FIRENZE	SIENA B	SIBFDI1321 SUBNET	1	132	ENEL DISTRIB	14.085	9.324	3220.274	2038.094
FIRENZE	SIET	SITF_I1321 SUBNET_C	1	132	SIET	11.693	10.009	2673.328	700.163
FIRENZE	SIET AL	SEAFDI1321 SUBNET	1	132	TELAT	11.858	10.098	2711.018	702.880
FIRENZE	SIGNA	SIGFDI1321 SUBNET	1	132	ENEL DISTRIB	12.806	11.035	2927.829	1836.184
FIRENZE	SILLANO 1	SILF_I1321 SUBNET	1	132	ENEL PRODUI	6.979	5.659	1595.578	839.322
FIRENZE	SILLANO 2	SILF2I1321 SUBNET	1	132	ENEL PRODUI	7.427	6.094	1698.112	870.516

Figura 11 Dati della rete AT

È importante ricordare che tali valori sono dinamici, sapendo infatti che questi dipendono dal load flow di rete ad un certo istante. In generale, sia la topologia di rete, che il dispacciamento, sono variabili che dipendono da eventi gestionali e economici.

Si può altresì ritenere che la dinamica di questi eventi sia sufficientemente lenta da non modificare in maniera considerevole tali valori.

Come si vede è disponibile la potenza di cortocircuito trifase in corrispondenza dell'impianto. Questo è un dato estremamente importante che consente di modellare la rete secondo l'equivalente di Thevenin.

### 3.4.2 Trasformatore

In ingresso è presente un trasformatore AT/MT, ABB, da 40 MVA, con rapporto di trasformazione regolabile a gradini sia a salire che a scendere, con l'obiettivo di mantenere il più costante possibile la tensione lato impianto.

**TRASFORMATORE AT/MT ABB – DATI DI TARGA E  
CARATTERISTICHE  
PROTOTIPO 132/15-00-O/A-M-402A  
MATRICOLA N5705 / A  
NORME CEI 14/04/83**

		AVVOLGIMENTO AT	AVVOLGIMENTO MT
<b>POTENZA ONAN [MVA]</b>	40		
<b>POTENZA ONAF [MVA]</b>	50		
<b>Tensione nominale [kV]</b>		108.24    132 155.76	10.4
<b>Regolazione %</b>	1.5		
<b>Posizione centrale</b>	+0		
<b>Gradini -</b>	12		
<b>Gradini +</b>	12		
<b>Corrente nominale [A]</b>		213.36    174.95 148.27	-    2220.6    -
<b>B.I.L. [kV]</b>		550	125

<b>Collegamento</b>		STELLA	STELLA
<b>GRUPPO</b>	Yyn0		
<b>Tipo di raffreddamento</b>	ONAN, ONAF		
<b>Tipo di isolatori AT</b>	OLIO/ARIA		
<b>Tipo di commutatore</b>	Sotto carico		
<b>Frequenza [Hz]</b>	50		

### 3.4.3 Macchina sincrona

La macchina è di tipo sincro a rotore liscio.

DATI NOMINALI	
<b>P<sub>n</sub> [kVA]</b>	20440
<b>P<sub>MAX</sub> [KW]</b>	20000
<b>Tensione nominale [kV]</b>	10
<b>Corrente nominale I<sub>mn</sub> [A]</b>	1180
<b>cos(φ)</b>	1
<b>Tensione di eccitazione nominale [V]</b>	120
<b>Corrente di eccitazione nominale [A]</b>	285

### 3.4.4 Convertitore avviatore

Il convertitore è ABB tipo VERITHYR P.

È un convertitore raffreddato ad aria e una delle caratteristiche principali è la possibilità di collegare in serie da uno a sei tiristori per fase. Il collegamento diretto di tiristori in parallelo non è previsto, però, se la corrente lo rende necessario, è possibile collegare in parallelo due o anche più VERITHYR P.

### 3.4.5 Eccitatrice

Il sistema di eccitazione è composto da un raddrizzatore totalcontrollato a ponte di Graetz trifase a sei tiristori.

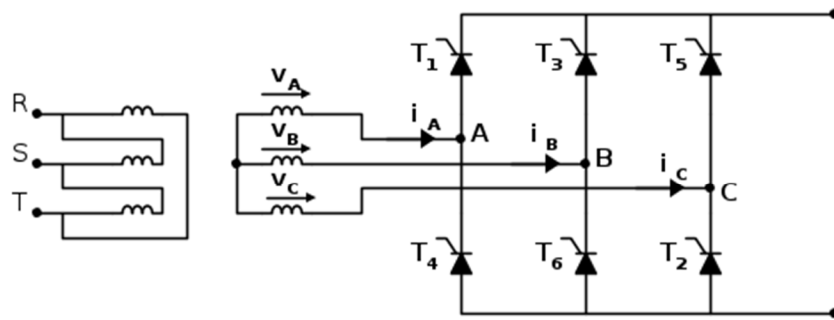


Figura 12 Eccitatrice statica

### 3.4.6 Compressore

Il compressore è di tipo assial-centrifugo interrefrigerato di costruzione F.Tosi.

#### SCHEMA GRUPPO ELETTROCOMPRESSORI

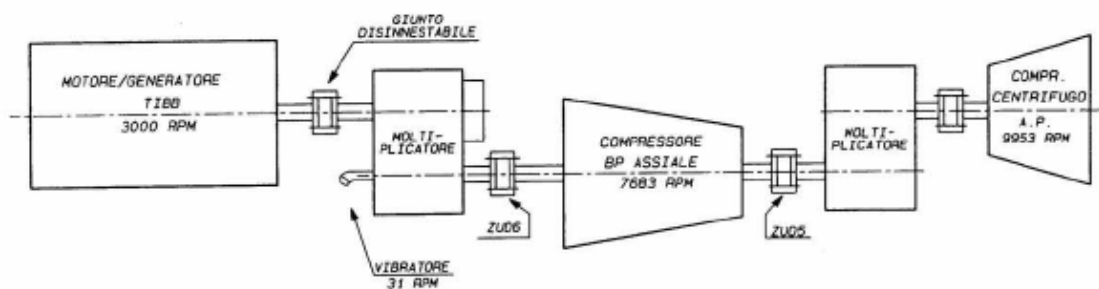


Figura 13 Assi meccanici



## **Compressore di bassa pressione**

Principali caratteristiche costruttive:

- Assiale = 8.8 MW
- Cassa flangiata orizzontalmente;
- Palettatura assiale fissa e mobile in acciaio inossidabile al 12% di Cromo;
- Palette di guida orientabili all'aspirazione del compressore complete di meccanismo di comando elettrico e manuale per la regolazione della portata e della pressione di mandata;
- Rotore in acciaio forgiato al Ni Cr Mo;
- Cuscinetti portanti di tipo a pattini oscillanti lubrificati con olio in pressione;
- Tenute aria alle estremità della cassa del tipo a labirinti metallici in acciaio inossidabile;
- Bocca di aspirazione e di mandata rivolte verso il basso;

## **Compressore di alta pressione**

Principali caratteristiche costruttive:

- Centrifugo
- 4 giranti in serie
- Cassa in acciaio al carbonio divisa orizzontalmente;
- Bocche di aspirazione e di mandata ricavate di pezzo del cilindro e rivolte verso l'alto;
- Quattro giranti in serie;
- Albero in acciaio forgiato legato al Ni Cr Mo;
- Tenute aria intermedie e alle estremità della cassa del tipo a labirinti metallici in acciaio inox;

Il treno di compressione presenta inoltre due velocità critiche che ovviamente devono essere superate in maniera rapida durante l'avviamento:

- corpo di B.P. 3700 rpm (1450 del sincrono)
- corpo di A.P. 4900 rpm (1480 del sincrono)

#### **Dati e caratteristiche del compressore B.P.**

<b>Compressore assiale B.P.</b>		<b>DATI NOMINALI</b>	<b>DATI IN AVV.TO 1ª fase</b>
Portata	Nm <sup>3</sup> /h	106.000	26250
Portata volumetrica	m <sup>3</sup> /s	36.0	36.0
Pressione ammissione	bar ass	0.934	0.231
Pressione mandata	bar ass	5.05	1.25
Temperatura ammiss.	°K	303	303
Temperatura mandata	°K	513	
Vel. di rotaz.	rpm	7680	7680
Potenza assorb.	kW	8743	2442
Velocità periferica palette			
min.	m/s	285	
mass.	m/s	314	
Diametro cima palette			
min.	mm	726	
mass.	mm	800	
Numero stadi		17	
Prima velocità critica flessionale	rpm	3840	
Seconda velocità critica flessionale	rpm	9700	
Diametro albero (zona palettatura)	mm	544	
Rendimento adiabatico	%	85,2	

### Dati e caratteristiche del compressore A.P.

Compressore centrifugo A.P.

		NOMINALI	AVV. 1*	AVV. 2*
Portata	Nm <sup>3</sup> /h	106000	5824	22811
Portata volumetrica	m <sup>3</sup> /s	7.32	7.32	7.32
Pressione ammissione	bar ass	4.90	0.269	1.25
Pressione mandata	bar ass	22.75	1.25	5.80
Temp. ammiss.	*K	321	303	321
Temp. mandata	*K	533		
Veloc. di rotaz.	rpm	9950	9950	9950
Potenza assorbita	kW	9560	704	2205
Pot. totale AP+BP	kW	18303	3146	4647
Numero stadi AP		4		
Velocità periferica	m/s			
min.		283		
mass.		303		
Prima velocità critica flessionale	rpm	5400		
Seconda velocità critica flessionale	rpm	16800		
Diametro massimo albero (in corrispondenza delle giranti)	mm	205		
Diametro giranti				
– primo girante	mm	600		
– restanti 3 giranti	mm	561		
Rendimento adiabatico	%	75.0		

**TABELLA IV**

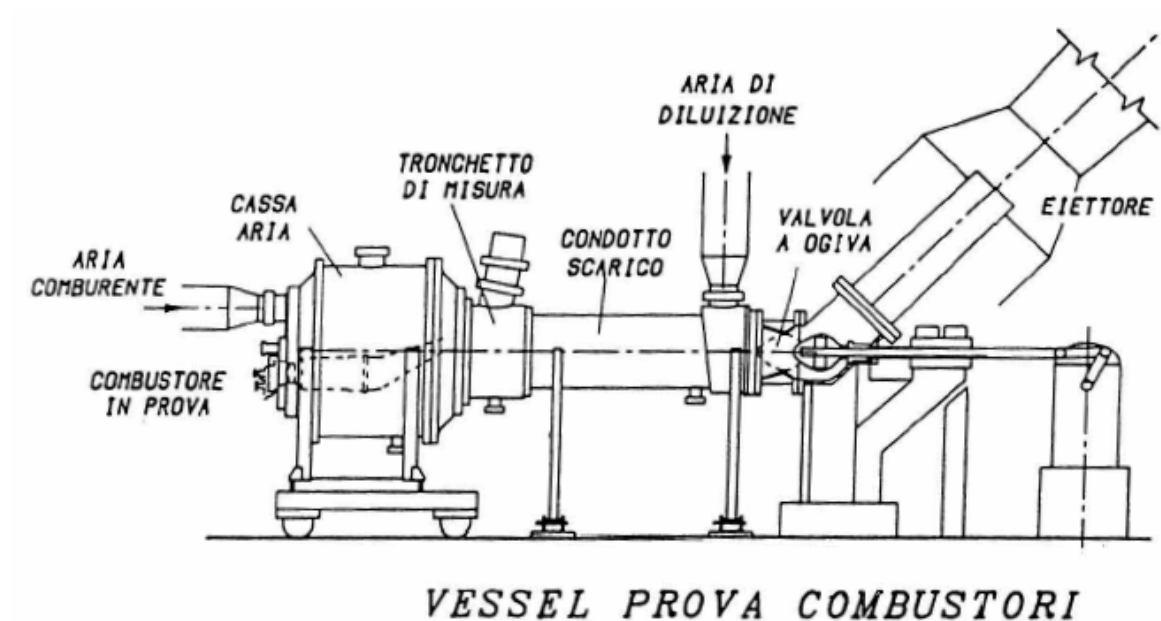
**Caratteristiche meccaniche generali dei compressori A.P. e B.P.**

– Potenza assorbita al giunto con l'alternatore motore (incluse le perdite nei moltiplicatori di velocità) a 22 bar pressione di mandata	kV	17850
– Pd <sup>2</sup> totale riferito a 3000 g/min.	kgm <sup>2</sup>	5950
– Pesi:		
corpo B.P. del compressore	kg	25000
corpo A.P. del compressore	kg	9500
moltiplicatore di velocità principale	kg	5600
moltiplicatore di velocità intermedio	kg	1500

### 3.4.7 Celle di prova

L'impianto è dotato di celle di prova, ossia due ambienti indipendenti all'interno dei quali sono eseguiti i test sui bruciatori dei clienti.

La parte strutturale di una cella è mostrata nella figura seguente.



*Figura 14 Cella di prova*

Oltre a questa è presente tutto il sistema di gestione e acquisizione delle misure.

## *Capitolo 4 – Calcoli preliminari*

Prima di fare una valutazione sulle varie soluzioni possibili è stata calcolata la taglia del futuro treno di compressione. Questo nell'ipotesi di lasciar inalterato il trasformatore AT/MT che alimenta l'intera area sperimentale, diventando esso il collo di bottiglia per la potenza del nuovo compressore.

L'impianto è già dotato di:

- Treno di compressione da 20 MW,  $\cos(\varphi) = 1$
- Servizi ausiliari: 2,5 MVA
- Uffici

---

Potenza installata = 23 MVA

Sommando alla Potenza installata un opportuno margine di riserva per tener conto di eventi futuri non prevedibili ad oggi, una scelta ragionevole potrebbe essere il 10 % della taglia del trasformatore; in questo caso la Potenza disponibile diventa:

$$\text{Riserva} = 0,10 * 40 = 4 \text{ MVA}$$

**Potenza disponibile per il nuovo treno di compressione** = Totale di potenza disponibile – Potenza installata - Riserva =  $40 - 23 - 4 = \mathbf{13 \text{ MVA}}$

## Capitolo 5 – Analisi critica della linea 1

La storia dell'impianto porta dentro di sé inevitabili contraddizioni tra gli obiettivi di progetto e quelli di esercizio nel contesto di mercato in cui oggi Sesta Lab è inserito. Questo fatto ha spinto chi scrive ad effettuare un'indagine energetica per valutare l'efficienza di processo dell'attuale architettura.

Prima di entrare nei dettagli quantitativi è possibile fare alcune importanti considerazioni più tecniche, ma pur sempre preliminari, che confermano l'intuizione iniziale di approccio.

Come anticipato Sesta Lab lavora su commissione ed ha il compito di soddisfare il cliente realizzando le condizioni fisiche richieste sulla base delle prove che si vogliono effettuare su un certo bruciatore. È quindi facile intuire che esiste un vasto range di punti di lavoro.

Viceversa il compressore, un po' per motivi intrinseci della macchina stessa, un po' per causa dell'azionamento che gli sta a monte, può lavorare in una ristretta area di lavoro.

Sotto è riportato un grafico qualitativo che descrive questa situazione.

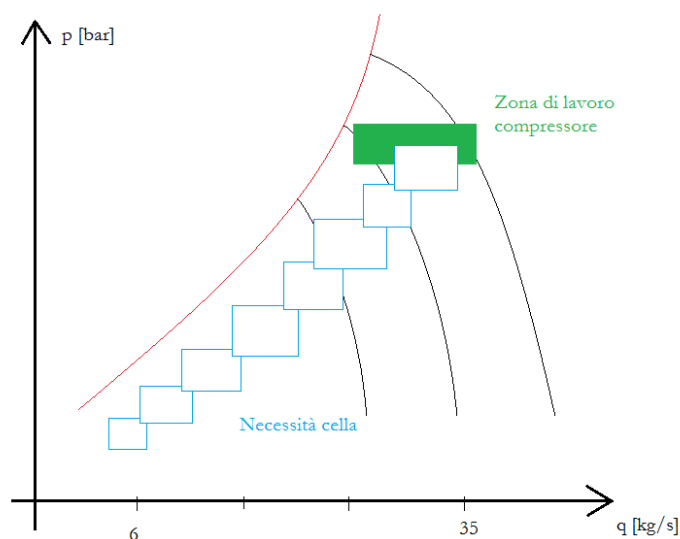


Figura 15 Confronto qualitativo tra le necessità fisiche della cella e la zona di lavoro, rigida, del compressore

Dato che il prodotto della pressione per la portata dà una misura della potenza associata è chiaro che più il punto di funzionamento della cella è vicino a quello del compressore più elevata sarà l'efficienza.

Consideriamo, sempre a livello qualitativo, uno dei casi peggiori:

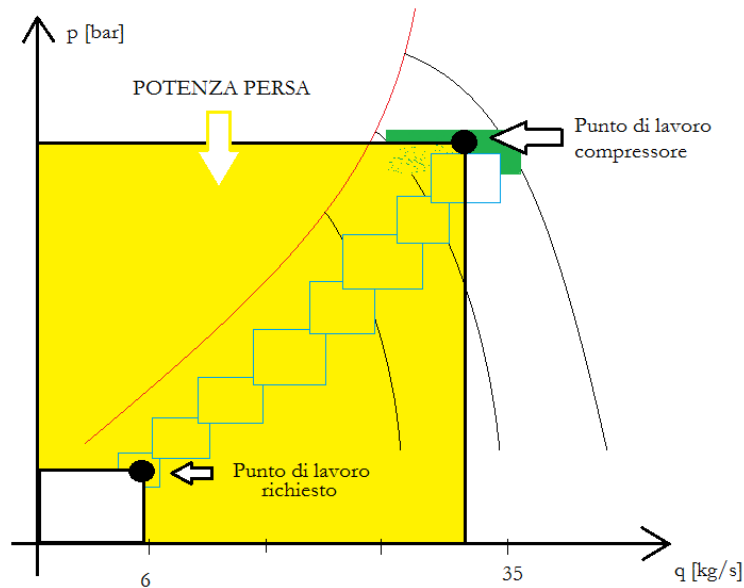


Figura 16 Rappresentazione qualitativa della potenza persa data dalla rigidità di lavoro del compressore

Dove i rettangoli bianco e giallo rappresentano rispettivamente la potenza richiesta e la potenza fornita dal compressore, la differenza, rappresentata dall'area gialla, è quindi lo spreco energetico per unità di tempo dovuto solamente al compressore.

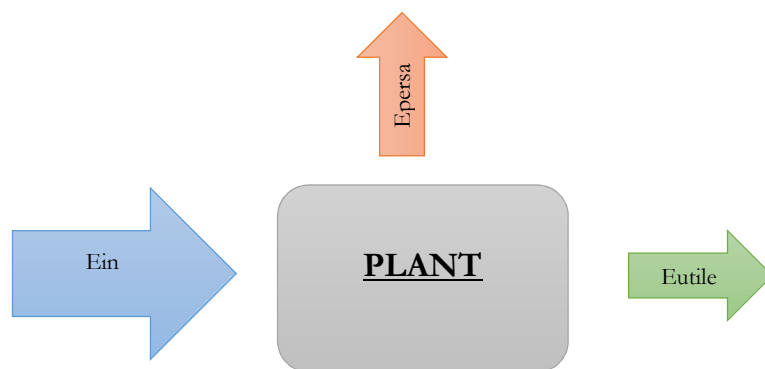
## 5.1 Generalità sull'efficienza del processo

In questo lavoro è stata stimata l'**efficienza del processo**, definita come il rapporto tra la potenza utile alla determinazione delle caratteristiche del fluido inviato in cella e la potenza in ingresso al sistema stesso, quest'ultima rappresenta l'onere energetico di processo da parte di Co.Svi.G..

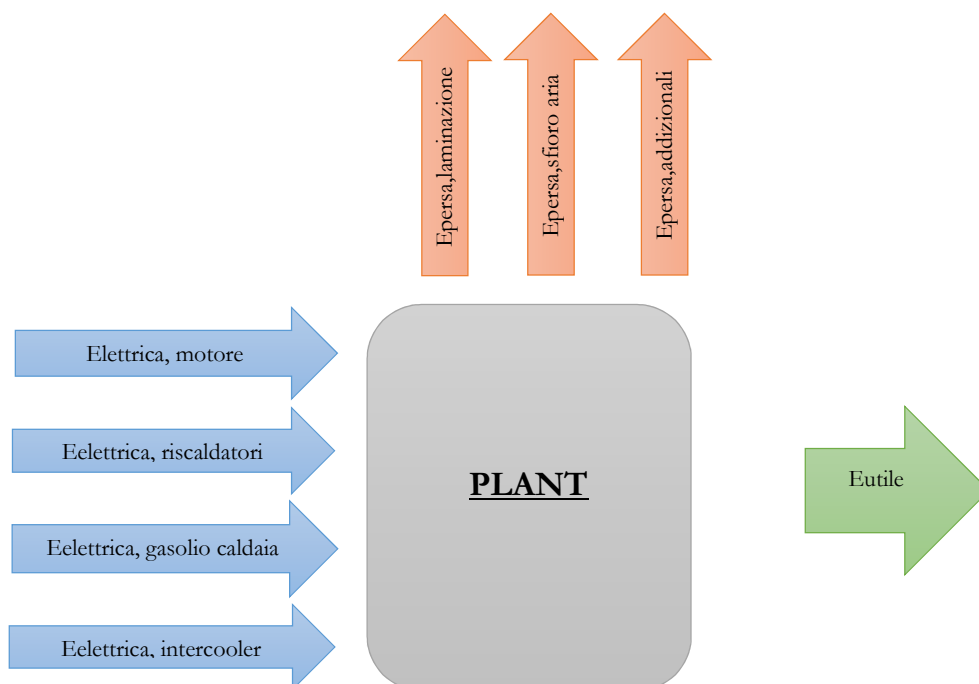
La scelta del nome “efficienza” e non di “rendimento” è voluta e dovuta al fatto che l'impianto non ha in uscita una vera e propria potenza utile associata al compimento

di un certo lavoro, ha però un consumo variabile che dipende dal punto di funzionamento e dalla condizione di esercizio che alla fine si traduce in un onere di esercizio da parte di Co.Svi.G.. Quindi con questo nome vuol essere indicato un concetto più economico che energetico, più alta sarà l'efficienza più basso sarà il costo di esercizio dell'impianto nelle diverse situazioni di lavoro.

Come in ogni processo energivoro la situazione è la seguente:



Partendo dal diagramma energetico si evidenziano nel dettaglio i flussi energetici più importanti in un diagramma di Sankey:





Impiantisticamente il diagramma di Sankey sopra esposto si visualizza nel seguente modo:

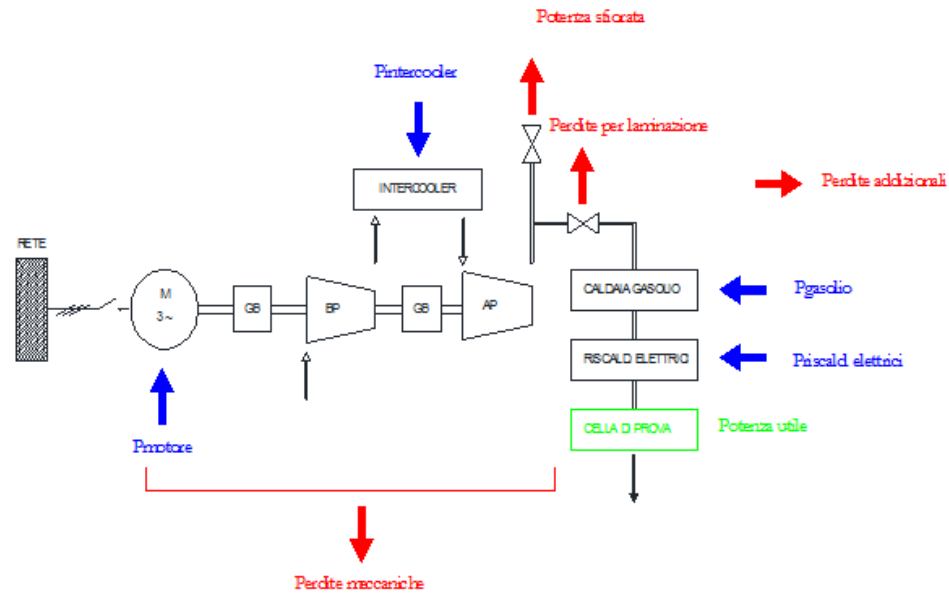


Figura 17 Modello dell'impianto. Flussi energetici principali.

Dal bilancio delle potenze è possibile dedurre l'efficienza del processo, definita come:

**Efficienza del processo:**

$$e_{processo} = \frac{\text{"Potenza utile"}}{\text{Potenza assorbita}} = \frac{\text{Potenza assorbita} - \text{Perdite}}{\text{Potenza assorbita}}$$

Dove:

$$\begin{aligned} \text{Potenza assorbita} = & \\ = \sum & ( \text{Potenza elettrica, motore} \\ & + \text{Potenza elettrica, riscaldatori} \\ & + \text{Potenza elettrica, intercooler} \\ & + \text{potenza equivalente combustibile} ) \end{aligned}$$

$$\text{Potenza utile} = \text{Potenza assorbita} - \text{Perdite}$$

$$\begin{aligned} \text{Perdite} = \sum & ( \text{Potenza equivalente sfioro aria} \\ & + \text{Potenza persa per laminazione equivalente} \\ & + \text{Potenza persa nell'asse} + \text{Perdite addizionali} ) \end{aligned}$$

Per evitare equivoci è ritenuto importante definire in modo preciso il significato delle varie potenze in gioco ed il modo in cui sono state valutate nel calcolo:

#### **Potenza elettrica motore**

È la potenza assorbita dalla macchina elettrica durante le prove. È stata estrapolata dal database del sistema informatico di Sesta Lab.

#### **Potenza elettrica riscaldatori**

È la potenza assorbita dai riscaldatori elettrici resistivi adoperati per l'ultima regolazione fine della temperatura dell'aria prima di inviarla al bruciatore. È stata considerata pari alla metà della potenza nominale del riscaldatore stesso (4.4 MW) poiché questo valore è ritenuto una condizione classica di esercizio.

$$\text{Potenza elettrica, riscaldatori} = \frac{4.4}{2} = 2.2 \text{ MW}$$

### **Potenza elettrica intercooler**

È la somma della potenza elettrica assorbita dai quattro ventilatori refrigeranti costituenti l'intercooler. Il valore è stato considerato costante pari al valore nominale, questo rappresenta infatti una condizione tipica.

$$\text{Potenza elettrica, intercooler} = 4 \cdot 0.03 = 0.12 \text{ MW}$$

### **Potenza equivalente combustibile**

È la potenza equivalente in MW della portata di combustibile.

È già stato anticipato che l'approccio per la determinazione dell'efficienza è più economico che energetico, per cui con questo numero si vuole indicare quanti MWh elettrici dovrebbero essere assorbiti dall'impianto per dover pagare la stessa quantità in Euro di combustibile associato alla portata impegnata in un'ora. Quindi se al processo fosse associato un lavoro utile in uscita l'approccio sarebbe stato puramente energetico ed in quel caso sarebbe stato concettualmente più corretto ragionare al contrario, ossia calcolare il valore della potenza termica attraverso il potere calorifico del combustibile e con lo stesso principio il valore della potenza termica primaria associata ai MW elettrici assorbiti.

In questo caso:

$$\text{Potenza, eq, comb} = \frac{\text{Portata, comb} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] \cdot \text{Prezzo, comb} \left[ \frac{\text{€}}{\text{kg}} \right]}{\text{Prezzo, en, el} \left[ \frac{\text{€}}{\text{MWh}} \right]} [\text{MW}]$$

Co.Svi.G. dà un'indicazione sui valori della portata tipica e dei costi, per cui la potenza equivalente è un numero noto.

$$\blacktriangleright \text{Portata, comb, tipica} = 350 \text{ kg/h}$$

- Costo, comb = 1.5 €/kg
- Costo, en, el = 191 €/MWh

Quindi:

$$Potenza, eq, comb = \frac{350 \cdot 1.5}{191} = 2.75 \text{ MW}_{eq}$$

### **Portata**

Nel punto 1 è presente uno strozzamento sul quale è monitorata la caduta di pressione  $\Delta p$ , che consente di stimare la portata d'aria di aspirazione. La relazione usata dal software aziendale è la seguente:

$$G [kg/s] = 0,747238 \cdot 1,265 \cdot 0,359 \sqrt{\frac{\Delta p \cdot p_1}{1.013} \cdot \frac{273.15}{T_1 + 273.15}}$$

### **Salto entalpici**

L'aria è considerata un gas ideale in tutto il circuito, per cui vale:

$$dh = c_p \cdot dT$$

Occorre però porre particolare attenzione al valore del  $c_p$  da considerare; infatti il calore specifico non è costante ma varia con la temperatura:

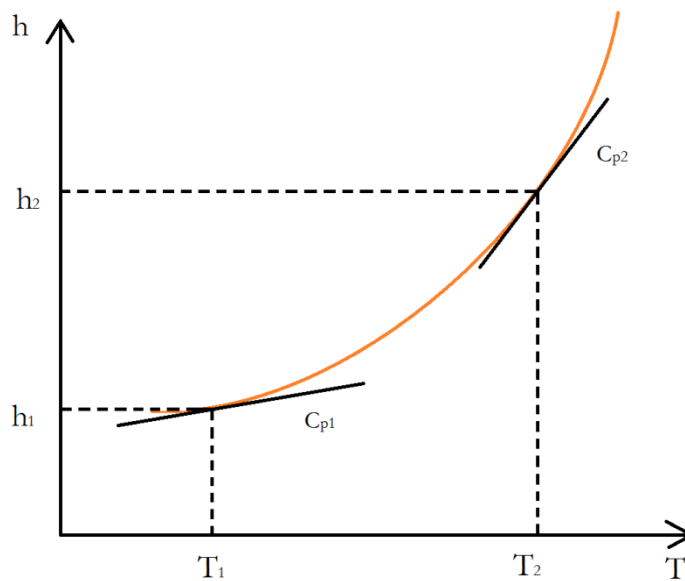


Figura 18 Considerazioni sul  $c_p$

La formula  $dh = C_p \cdot dT$  è quindi esattamente valida solamente in un intorno infinitesimale di temperatura. Quindi un generico salto entalpico finito non sarebbe calcolabile con la semplice relazione:

$$\Delta h = c_p \cdot \Delta T$$

Questo perché il  $c_p$  varia con la temperatura e l'integrale del differenziale

$dh = c_p \cdot dT$  non è risolvibile in maniera esatta non essendo nota la dipendenza  $c_p(T)$ .

Per risolvere in maniera semplice il problema è stata utilizzata la formula citata ma con un accorgimento. Prendendo come esempio i punti 1 e 2 del ciclo:

Osservando che il  $c_p$  aumenta al salire della temperatura per ogni coppia di temperature è stato calcolato un opportuno calore specifico medio dato da:

$$cp_{MEDIO,1-2} = \frac{\min\{cp_1, T_1, i\} + \max\{cp_2, T_2, i\}}{2}$$

Dove:

$\min\{cp_1, T_1, i\}$  = è il minimo  $cp_1$  di tutta la prova, corrisponderà ovviamente alla temperatura minima sul punto 1.

$\max\{cp_2, T_2, i\}$  = è il massimo  $cp_2$  di tutta la prova, corrisponderà ovviamente alla temperatura massima sul punto 2.

Assunta questa ipotesi è possibile integrare facilmente l'equazione in quanto il  $cp$  è costante:

$$\int_{h_1}^{h_2} dh = \int_{T_1}^{T_2} c_{p,MEDIO,1-2} \cdot dT = c_{p,MEDIO,1-2} \cdot (T_2 - T_1)$$

Quindi:

$$\Delta h_{1-2} = h_2 - h_1 = c_{p,MEDIO,1-2} \cdot (T_2 - T_1)$$

Allo stesso modo è facile calcolare anche il salto entalpico  $\Delta h_{3-4}$ :

$$cp_{MEDIO,3-4} = \frac{\min\{cp_3, T_3, j\} + \max\{cp_4, T_4, j\}}{2}$$

$$\Delta h_{3-4} = h_4 - h_3 = c_{p,MEDIO,3-4} \cdot (T_4 - T_3)$$

### **Potenza equivalente sfioro aria**

È la potenza equivalente in MW che viene scaricata in atmosfera.

Lo sfioro di una certa percentuale di portata può essere visto come un sistema di questo tipo:

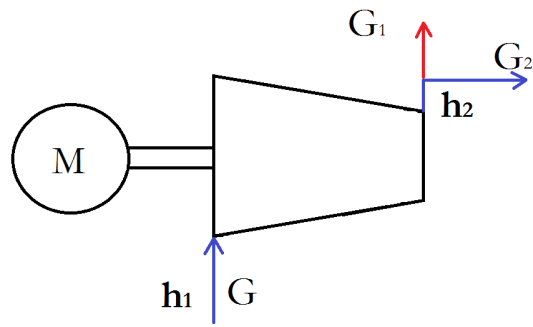


Figura 19 "Compressore"

Dove  $G_1$  è la portata sfiorata e  $G_2$  è invece la portata utilizzata nell'impianto.

Dato che in termini di potenze il sistema è lineare è possibile utilizzare il principio di sovrapposizione degli effetti, quindi il sistema è splittabile in due sottosistemi:

1)

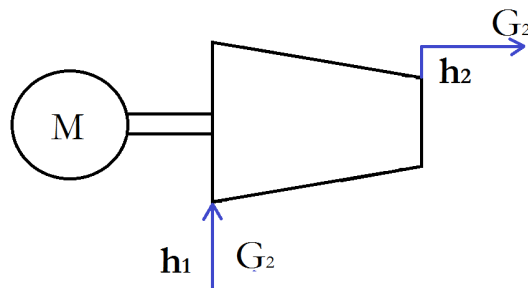


Figura 20 "Compressore utile"

2)

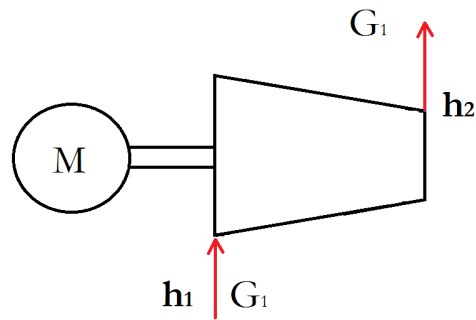


Figura 21 "Compressore a perdere"

Idealmente il sistema può essere visto come la somma di due sottosistemi, il primo costituito da un compressore la cui potenza trasmessa al fluido è totalmente utile all'impianto, il secondo costituito da un compressore a perdere, in quanto la sua potenza è totalmente gettata via attraverso lo sfioro.

In termini energetici si ha:

1)

$$Potenza_{utile} = G_2 \cdot (h_2 - h_1)$$

2)

$$Potenza_{sfiorata} = G_1 \cdot (h_2 - h_1)$$

Facendo il rapporto si ottiene:

$$\frac{Potenza_{sfiorata}}{Potenza_{utile}} = \frac{G_1}{G_2}$$

$$\frac{Potenza_{sfiorata}}{Potenza_{TOT}} = \frac{G_1}{G_1 + G_2}$$



Nel caso specifico:

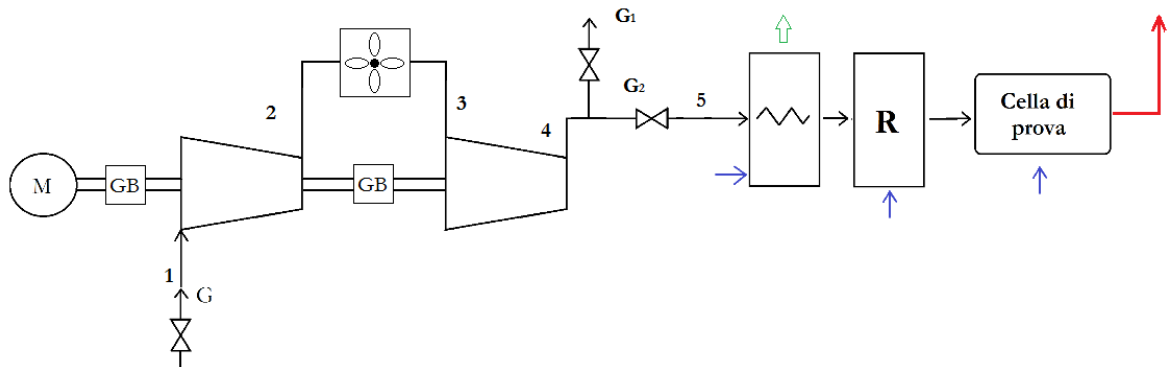


Figura 22 Modello semplificato dell'impianto

$$Potenza_{sfiorata} = G_1 \cdot [(h_4 - h_3) + (h_2 - h_1)]$$

$$\frac{Potenza_{sfiorata}}{Potenza_{TOT}} = \frac{G_1}{G}$$

### Potenza persa per laminazione equivalente

È la potenza assorbita in più, in MW, per effetto della valvola di laminazione principale, calcolata rispetto al caso ideale di un compressore con una pressione di uscita pari a quella a valle della valvola.

La trasformazione sul diagramma T – S di un compressore è la seguente:

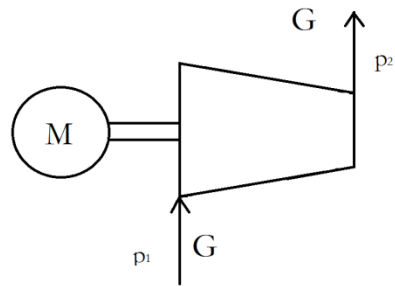


Figura 23 Compressore ideale

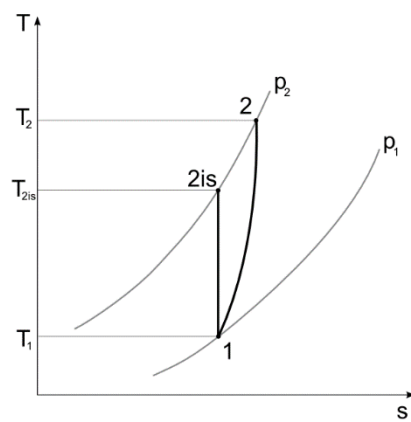


Figura 24 Compressione ideale e reale

In questo caso il rendimento isoentropico è definito da:

$$\eta_c = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1}$$

La potenza persa per gli effetti delle irreversibilità è:

$$P_{persa} = G \cdot (h_2 - h_{2is})$$

Aggiungendo una valvola di laminazione:

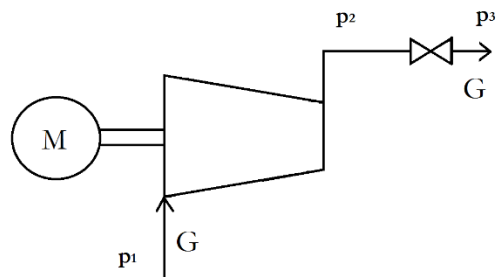


Figura 25 Compressione con laminazione sulla mandata

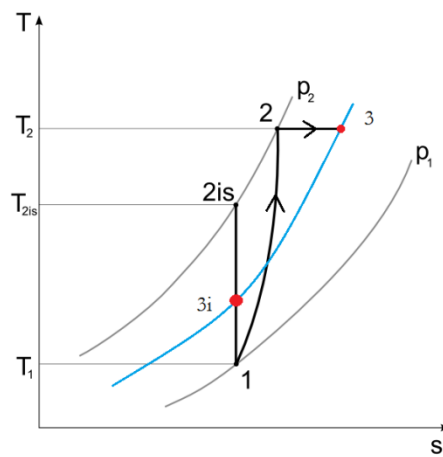


Figura 26 Compressione ideale, compressione reale e compressione con laminazione sulla mandata

Qui il rendimento isoentropico è:

$$\eta_c = \frac{h_{3i} - h_1}{h_3 - h_1}$$

La potenza persa per gli effetti delle irreversibilità è

$$P_{persa} = G \cdot (h_3 - h_{3i})$$

Approssimando il fluido di lavoro con un **gas perfetto** e considerando un “ $c_p$ ” medio tra le temperature  $T_3$  e  $T_{3i}$ , l’equazione sopra diventa:

$$P_{persa} = G \cdot c_{p,medio} (T_3 - T_{3i})$$

Dove la temperatura  $T_{3i}$  è data dalla seguente equazione:

$$T_{3i} = T_1 \left( \frac{p_3}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Con:

$$k = 1.4$$

$$\frac{k-1}{k} = 0.286$$

Nel caso specifico:

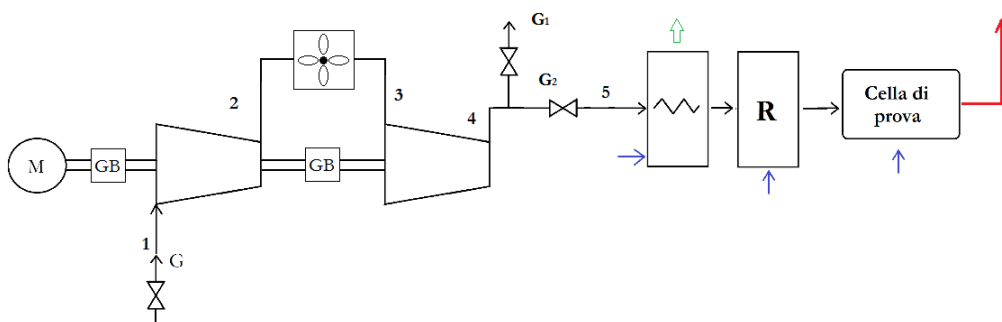


Figura 27 Modello semplificato dell'impianto

Anche se la configurazione è leggermente diversa dal modello semplificato con cui è stato modellato il problema in quanto la realtà impiantistica è caratterizzata da due stadi è possibile attribuire il lavoro in più al solo stadio di alta pressione. In questo modo i due hardware sono del tutto equivalenti.

Detto questo la potenza persa per laminazione equivalente è:

$$P_{persa} = G \cdot (h_5 - h_{5i})$$

Ovvero:

$$P_{persa} = G \cdot c_{p,medio} (T_5 - T_{5i})$$

### Potenza persa nell'asse

È la potenza persa nei gear box, nei cuscinetti, nei compressori, nelle tubature, ecc...

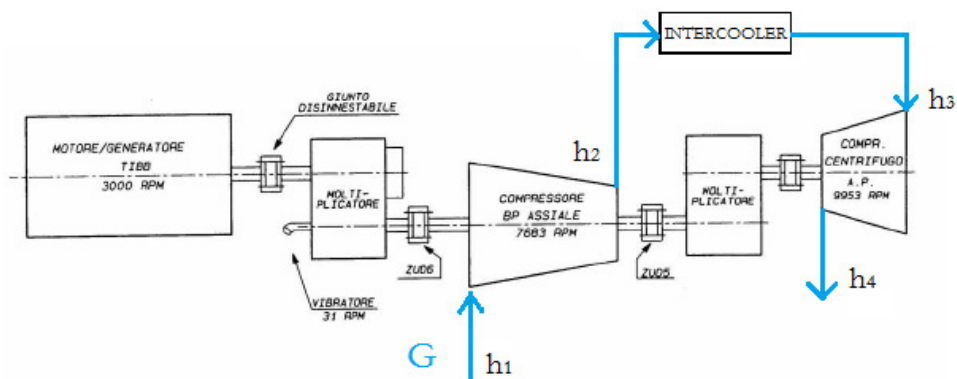


Figura 28 Perdite sull'asse

$$e_{asse} = \frac{\text{Potenza termica data al fluido}}{\text{Pelettrica, motore} + \text{Potenza, intercooler}}$$

Quindi:

$$\begin{aligned} \text{Potenza persa asse} &= (1 - e_{asse}) \cdot P_{in} = \\ &= (1 - e_{asse}) \cdot (P_{elettrica, motore} + \text{Potenza, intercooler}) \end{aligned}$$

### **Perdite addizionali**

È la potenza persa in MW nelle parti di impianto secondarie, come le perdite nelle condutture distribuite e concentrate, le perdite negli scambiatori, le perdite nelle valvole, ecc...

Questa componente, di difficile determinazione, non è stata presa in considerazione; non perché ritenuta trascurabile, ma piuttosto perché tali perdite sono poco dipendenti dal tipo di impianto, quindi costituiscono con buona approssimazione una sorta di costi fissi intrinseci del sistema su cui non si può agire.

### **Potenza termica data al fluido**

È il lavoro compiuto dal compressore sul fluido.

È dato dalla seguente relazione:

$$\begin{aligned} \text{Potenza termica data al fluido} &= W_t = W_{BP} + W_{AP} = \\ &= G \cdot (h_2 - h_1) + G \cdot (h_4 - h_3) \end{aligned}$$

## 5.2 Metodo operativo

Per stimare l'efficienza di processo dell'impianto sono state prese in esame alcune situazioni di funzionamento ritenute classiche.

A tale scopo sono stati estrapolati dal database di sistema cinque giornate significative. Ogni giornata è composta dalla registrazione delle grandezze fisiche acquisite con risoluzione temporale pari ad un secondo.

Richiamando la definizione di efficienza data nel paragrafo precedente:

$$e_{processo} = \frac{Potenza\ utile}{Potenza\ assorbita} = \frac{Potenza\ assorbita - Perdite}{Potenza\ assorbita}$$

Di seguito è descritta la procedura attraverso la quale sono state calcolate le potenze in gioco.

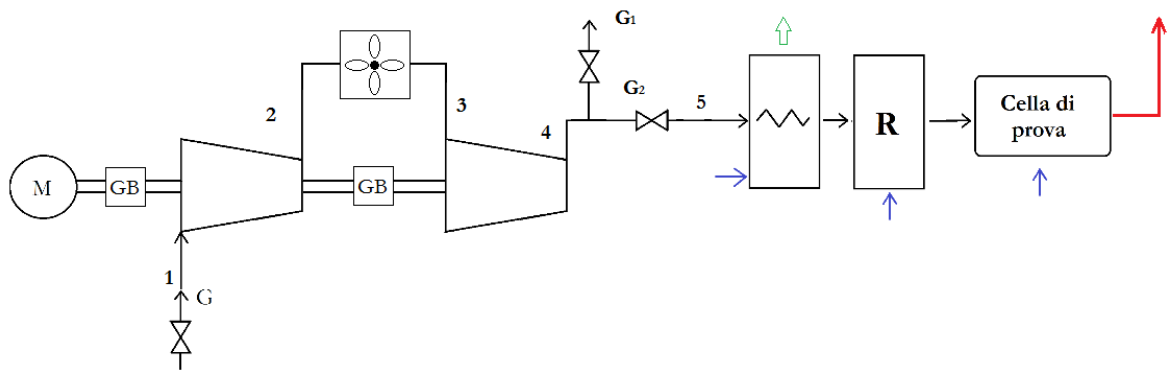


Figura 29 Modello semplificato dell'impianto

Gli ingressi estrapolati dal database sono:

Punto 1:

- $\Delta p$
- $p_1$
- $T_1$

Punto 2:

- $T_2$

Punto 3:

- $T_3$
- $p_3$

Punto 4:

- $T_4$

Punto 5:

- $T_5$
- $p_5$

- Portata  $G_2$ , data dalla somma di due misure su due condotti diversi, uno adibito al raffreddamento della camera di combustione, l'altro alla diluizione.
- Potenza assorbita, data dalla somma di:
  - Potenza intercooler
  - Potenza elettrica assorbita dalla macchina
  - Potenza equivalente combustibile
  - Potenza elettrica riscaldatori

Le ultime due potenze sono state imposte pari alla metà del loro valore nominale, l'esperienza dei tecnici di Sesta Lab sostiene infatti che questo è il valore tipico nella maggioranza delle prove. Questo avrà delle ripercussioni sull'interpretazione dei risultati ottenuti.



## Algoritmo

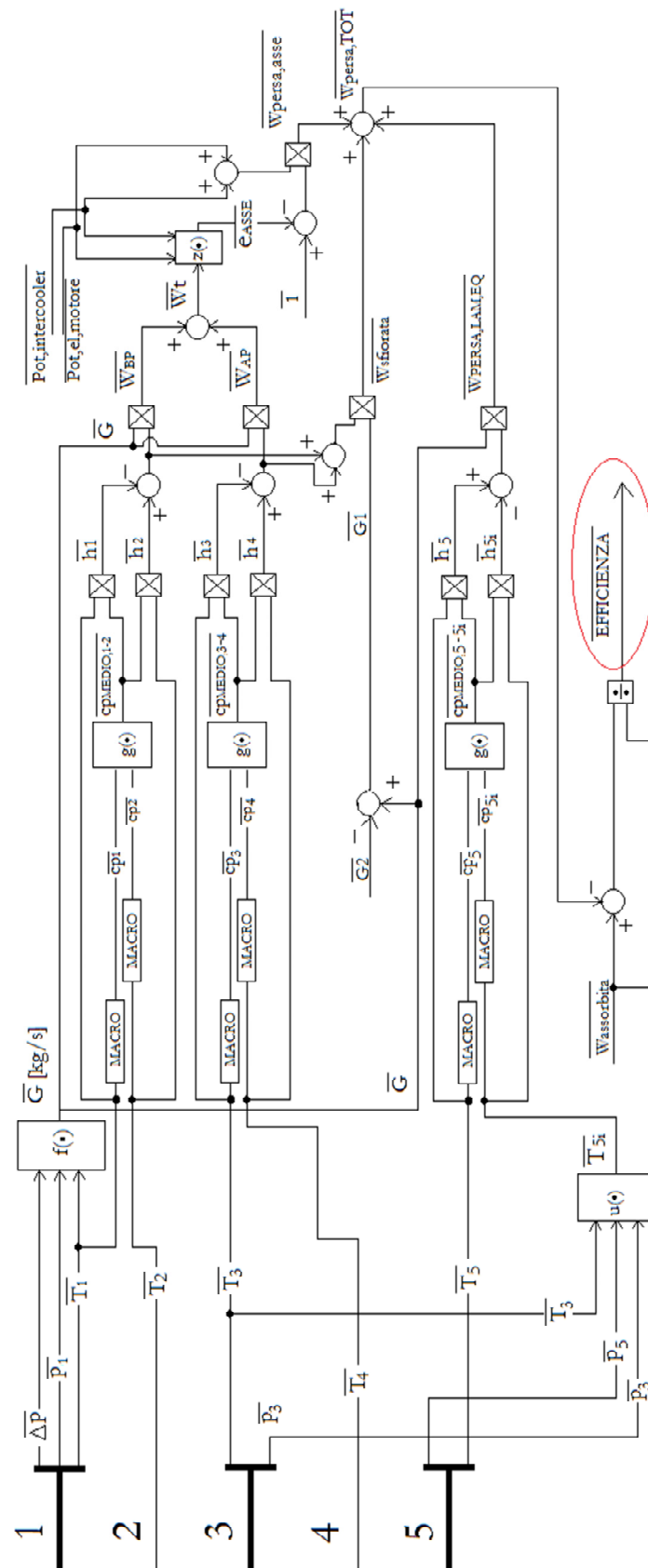


Figura 30

Da notare che nello schema a blocchi le grandezze hanno il segno sopra per indicare che sono vettori.

L'algoritmo è stato implementato in un foglio di calcolo in cui le funzioni indicate valgono:

$$f(\cdot) = 0,747238 \cdot 1,265 \cdot 0,359 \sqrt{\frac{\Delta p \cdot p_1}{1.013} \cdot \frac{273.15}{T_1 + 273.15}}$$

$$g(\cdot) = \frac{\min\{cp_k, T_k, j\} + \max\{cp_h, T_h, j\}}{2}$$

$$z(\cdot) = \frac{\textit{Potenza termica data al fluido}}{\textit{Pelettrica, motore} + \textit{Potenza, intercooler}}$$

$$u(\cdot) = T_3 \left( \frac{p_5}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

La macro utilizzata nel foglio elettronico è riportata nell'Appendice A.1.

### 5.3 Risultati

Di seguito sono mostrati i risultati ottenuti delle cinque registrazioni trattate.

Gli obiettivi di questa analisi sono sostanzialmente tre:

1. Valutazione dell'efficienza massima dell'impianto
2. Valutazione dell'efficienza dell'asse meccanico
3. Individuare possibili layout che permettano di migliorare le prestazioni dell'impianto

Per interpretare bene i risultati è molto importante ricordare il procedimento mediante il quale è stata calcolata l'efficienza.

Nei dati in ingresso dell'algoritmo la potenza dei riscaldatori e la potenza equivalente del combustibile sono state imposte pari alla metà del loro valore nominale, in quanto questa condizione è tipica nella maggioranza delle prove effettuate. Questo comporta la validità dei calcoli solo nelle situazioni di prova, caratterizzate da una pressione di esercizio relativamente alta, indicativamente dai 7 bar in su.

Nei punti di funzionamento non di prova, generalmente dati da un elevato sfioro di aria e con caldaia a gasolio e riscaldatori spenti (caratterizzati quindi da una bassa  $p_5$ ), i valori di efficienza sono affetti da un grosso errore che li sovrastima, in quanto la potenza reale dei riscaldatori è nulla (considerando che tale contributo è fisicamente subito a monte delle celle di prova, il fatto di considerarla costante ha come conseguenza un aumento non reale dell'efficienza). Questi possono essere suddivisi in due casi tipici:

1. Sfiato di tutta la portata di aria
2. Verifiche sull'impianto prima della messa in esercizio

## Giornata 1

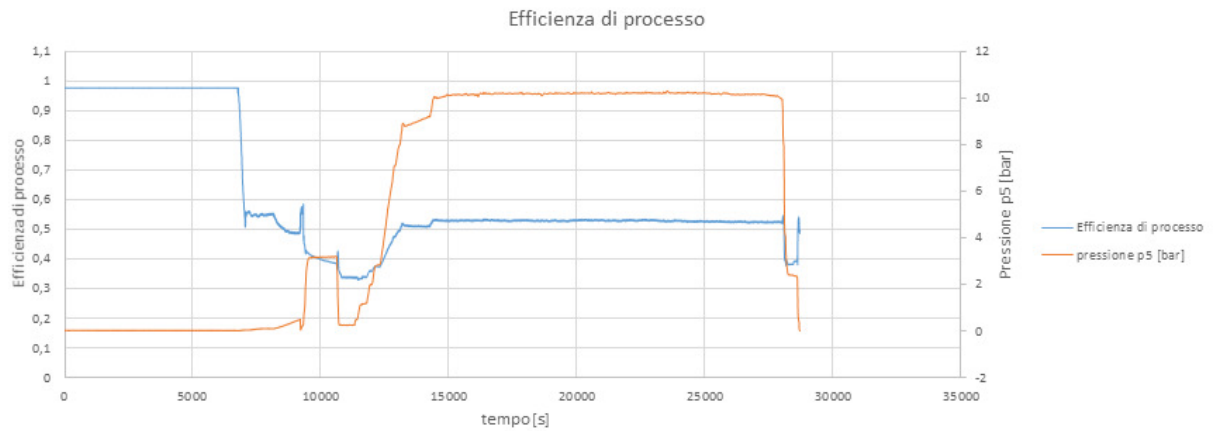


Figura 31 Giornata 1. Efficienza di processo e pressione.

Come anticipato l'efficienza di processo è attendibile solamente nella zona di prova (evidenziata in blu nel grafico sottostante). La parte iniziale va scartata in quanto affetta da un grossolano errore di sovrastima. Anche i grafici delle altre registrazioni devono essere interpretati con questo principio.

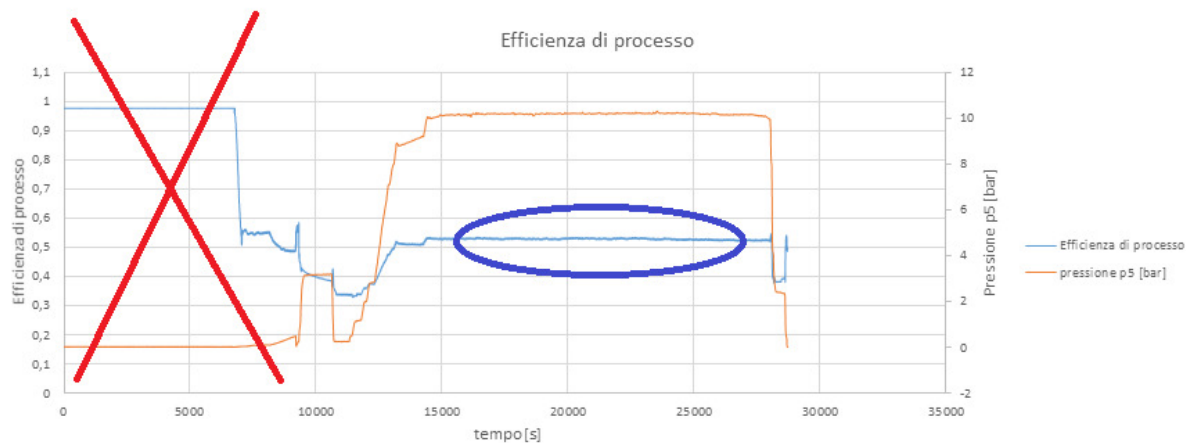


Figura 32 Giornata 1. Efficienza di processo corretta e pressione.

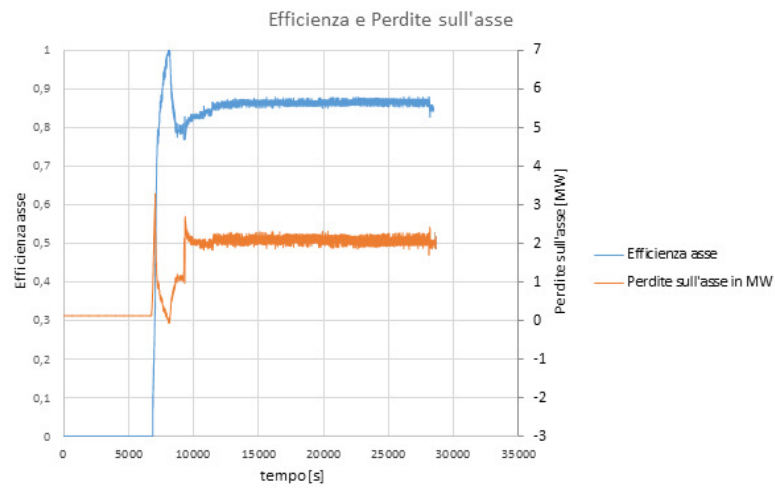


Figura 33 Giornata 1. Efficienza e perdite sull'asse.

## Giornata 2

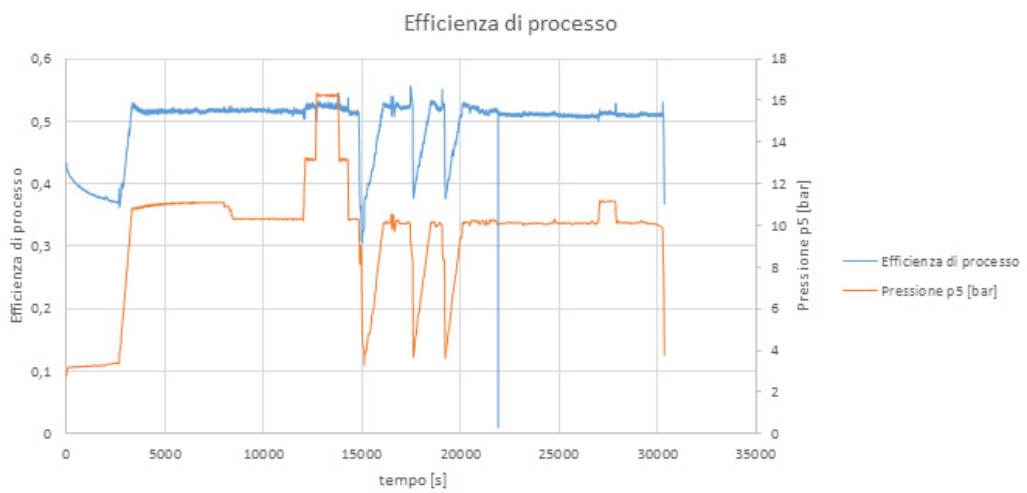


Figura 34 Giornata 2. Efficienza di processo e pressione.

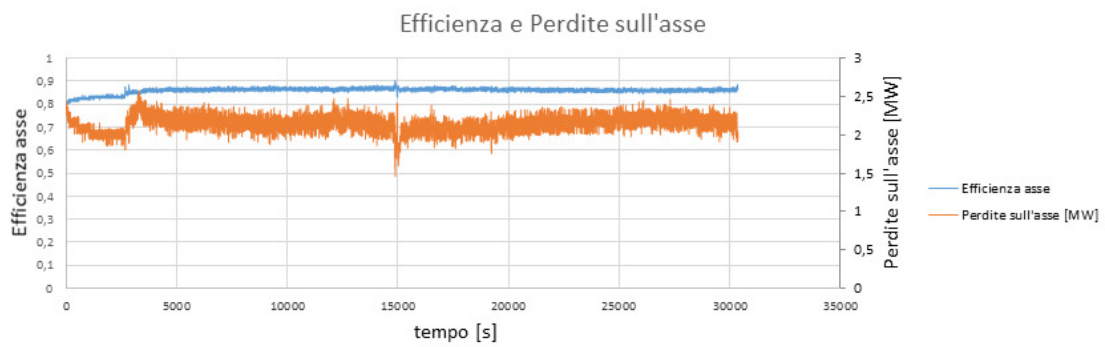


Figura 35 Giornata 2. Efficienza e perdite sull'asse.

### Giornata 3

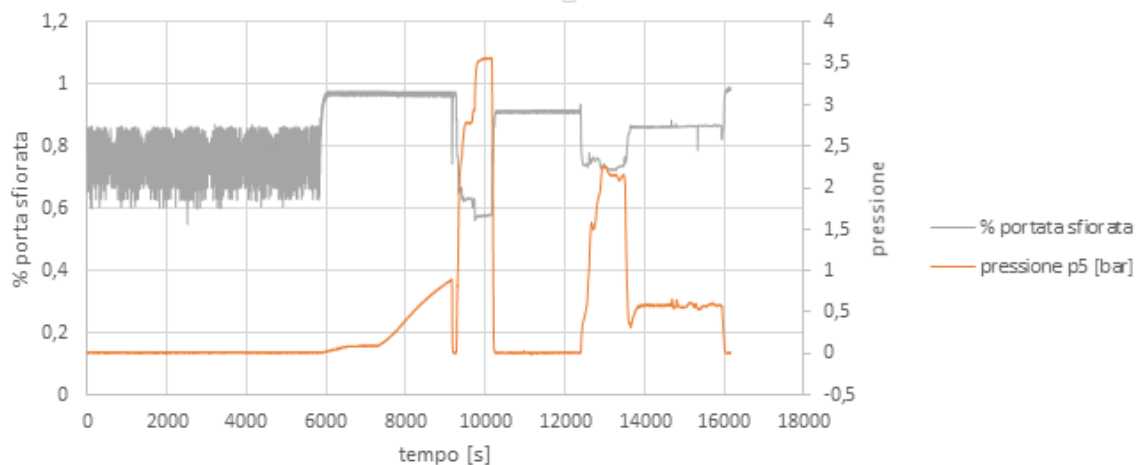


Figura 36 Giornata 2. % di portata sfiorata e pressione.

Questa è una registrazione particolare poiché non riguarda una prova effettuata su un cliente. Osservando la pressione p5 (pressione a valle della valvola di laminazione ed a monte della cella) si nota che per tutta la registrazione assume valori relativamente bassi e che parallelamente la portata sfiorata è dell'ordine dell'80-95%, a conferma di quanto specificato sulla rigidità di lavoro del compressore presente.

Da notare che non è stata riportata l'efficienza di processo, in quanto, conseguentemente alla metodologia di calcolo, sarebbe stata affetta da un grosso errore di sovrastima per tutta la durata della registrazione.

Osservando la percentuale di portata di aria sfiorata è però banale riconoscere che l'efficienza di questa situazione di lavoro sia bassissima e che oscilli indicativamente tra il 5 e il 30 % (è infatti sicuramente più bassa del complemento a uno dello sfioro di aria).

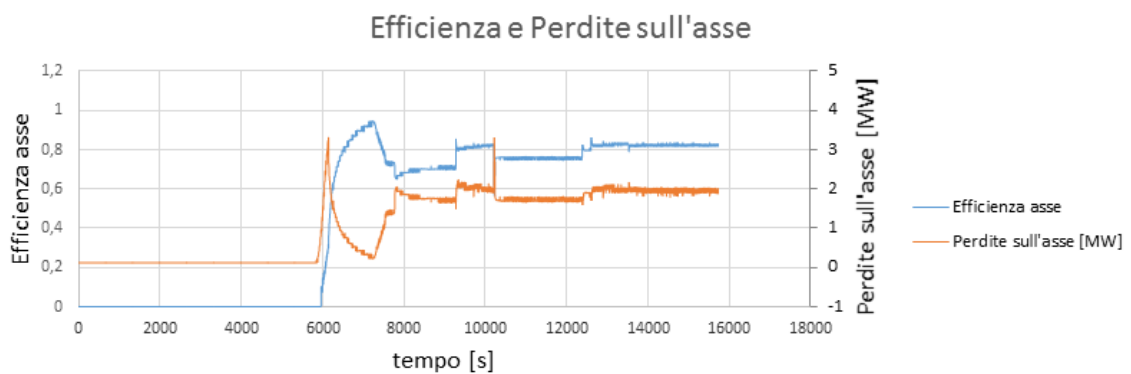
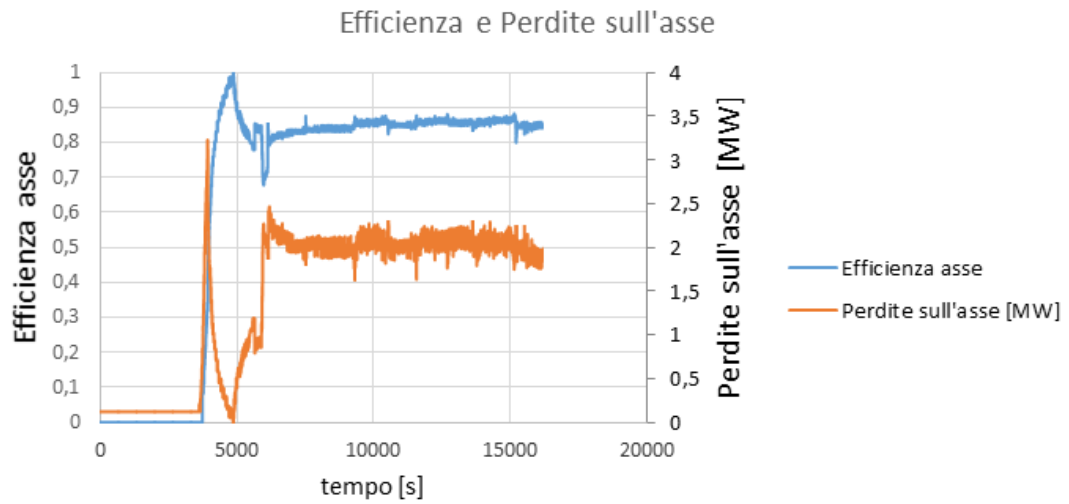


Figura 37 Giornata 3. Efficienza e perdite sull'asse.

## Giornata 4

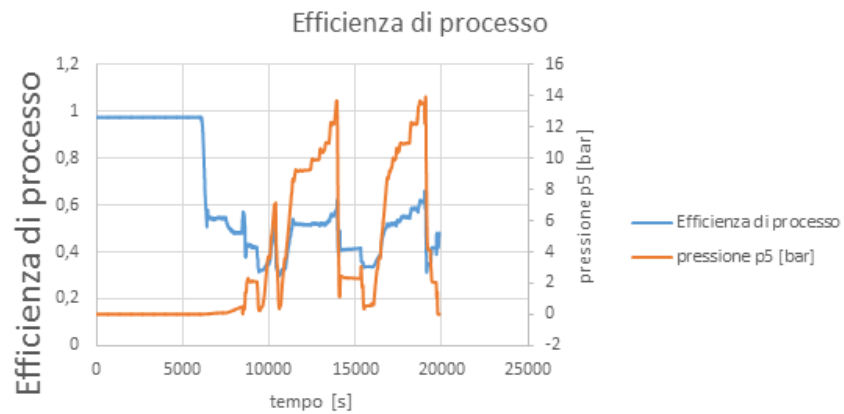


Figura 38 Giornata 4. Efficienza di processo e pressione.



*Figura 39 Giornata 4. Efficienza e perdite sull'asse.*

## Giornata 5



*Figura 40 Giornata 5. Efficienza di processo e pressione.*



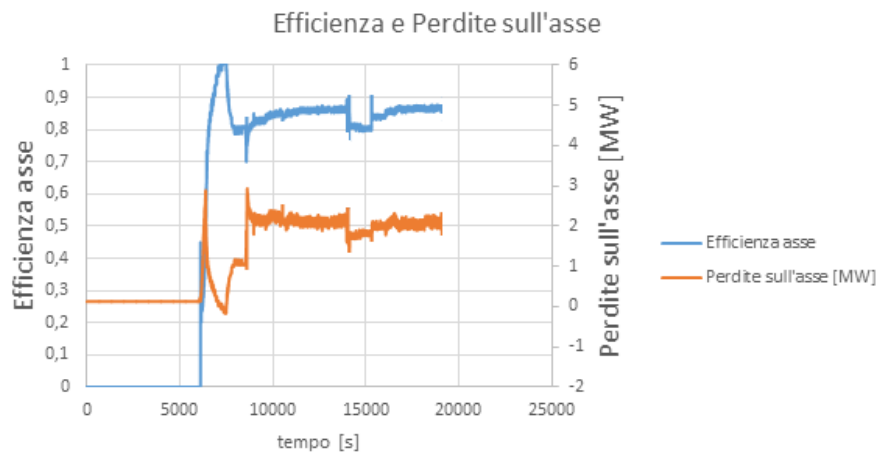


Figura 41 Giornata 5. Efficienza e perdite sull'asse.

## 5.4 Analisi e conclusioni

Da tutte le giornate registrate si osserva che:

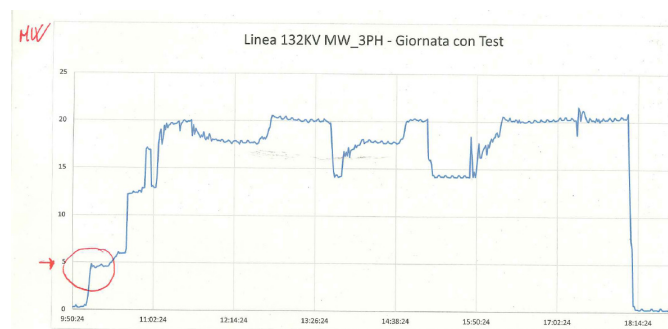
- **Efficienza di processo massima: minore del 50%**
- **Efficienza di processo: da 0 a meno del 50%**
- **Potenza persa sull'asse: pressoché costante pari a circa il 15 % (2MW)**

Occorre precisare che i punti di funzionamento a efficienza massima hanno una durata limitata pari alle prove stesse. Va sottolineato inoltre che il valore di efficienza massima dichiarato è affetto da una sovrastima, poiché non sono state considerate le perdite addizionali, quindi l'impianto è caratterizzato da un'efficienza massima che sicuramente è minore del 50%. Ai fini però di un confronto tra soluzioni diverse il peso di queste perdite è relativo poiché sono intrinseche dell'impianto, ovvero saranno presenti più o meno marcatamente in tutte le soluzioni possibili.

È già stato messo in evidenza che il compressore ha una ridotta zona di lavoro per cui esistono molti frangenti, non di prova, in cui il compressore assorbe un'enorme

potenza in confronto a quella che teoricamente sarebbe necessaria alla situazione specifica. Per esempio:

- Compressore acceso (a vuoto) a impianto fermo. In questi casi si ha il completo sfioro della portata d'aria con un'efficienza di processo ovviamente nulla. Da notare che anche se la macchina lavora a vuoto le potenze in gioco sono dell'ordine dei MW:



*Figura 42 Giornata di test. Potenza assorbita dal 132 kV.*

- Necessità di basse pressioni e basse portate (registrazione 3). Il lavoro del compressore è vanificato dalla necessità di espellere tutto quel contenuto energetico in più contenuto nel fluido in pressione.

Le perdite sull'asse costituiscono un punto fondamentale su cui lavorare per progettare il nuovo treno di compressione, poiché oltre ad essere di valore importante sono pressoché costanti in tutte le situazioni di funzionamento. Ciò significa che, pesano molto sull'energia persa e quindi sul costo di esercizio dell'impianto.

La responsabilità di tali perdite è attribuibile soprattutto a quei componenti eliminabili come il doppio stadio di compressione e i due gear box. È pensabile infatti un azionamento ad alta velocità monostadio con tre componenti in meno, quindi meno onerosa dal punto di vista dell'esercizio e più affidabile. Questa possibilità verrà trattata nei capitoli successivi.

## *Capitolo 6 – Soluzioni termiche*

Questo capitolo è dedicato all'analisi di soluzioni impiantistiche ideate con l'obiettivo di aumentare l'efficienza dell'impianto.

È già stato sottolineato che le più importanti debolezze energetiche del sistema sono senza dubbio:

- 1) Punti di lavoro rigidi e diversi del compressore e delle celle in prova, con conseguente sfioro di aria compressa in eccesso;
- 2) Grande disponibilità energetica in uscita dalla cella e non sfruttata in alcun modo;
- 3) Intervalli temporali in cui il compressore è acceso ma scollegato dalle celle per vari motivi;

Mettendosi nell'ottica di installare un nuovo treno di compressione è decisamente più semplice immaginarsi delle modifiche importanti dell'impianto, questo perché è possibile scegliere un nuovo compressore, anche con rapporto di compressione più elevato, ed inoltre qualsiasi tipo di modifica verrebbe effettuata in un intervallo temporale in cui l'impianto sarebbe comunque indisponibile.

### 6.1 Compressore a velocità variabile

Le caratteristiche fisiche del fluido richieste in uscita dal compressore sono molto variabili da prova a prova. L'architettura dell'attuale impianto implica una logica di funzionamento obbligata che prevede una gestione rigida del compressore ed una regolazione a valle tramite sfioro e laminazione della portata. Chiaramente questo comporta una bassa efficienza dell'impianto, che potrebbe essere migliorata andando ad installare un hardware che consenta di modificare il punto di lavoro del compressore, quindi con portata e rapporto di compressione variabile. Questo dal punto di vista impiantistico si traduce in un azionamento elettrico flessibile che

consente di avere a disposizione una velocità meccanica variabile. Il capitolo successivo tratta proprio questo aspetto.

La caratteristica manometrica di un compressore assiale ha una forma di questo tipo:

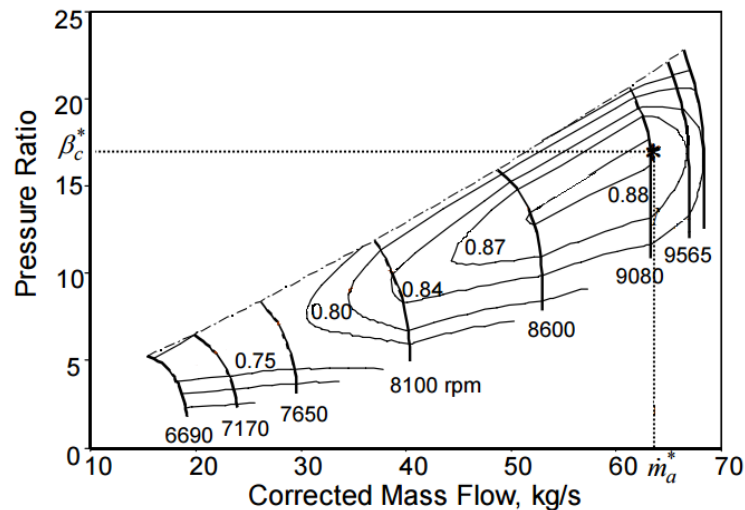


Figura 43 Caratteristica manometrica di un compressore e punto di lavoro

L'area sottesa dalla curva di pompaggio costituisce l'insieme dei punti di lavoro potenzialmente utilizzabili. Quindi nel caso in cui le caratteristiche fisiche richieste sul fluido risultino appartenenti a tale area è possibile, con una opportuna regolazione elettrica, regolare l'impianto in quella situazione specifica. C'è da notare che come ci si sposta dalle condizioni nominali di progetto del compressore il rendimento della macchina diminuisce; se questa diminuzione però viene paragonata con il calo di efficienza dato dallo sfioro e dalla laminazione molto probabilmente la regolazione porterà dei vantaggi economici globali.

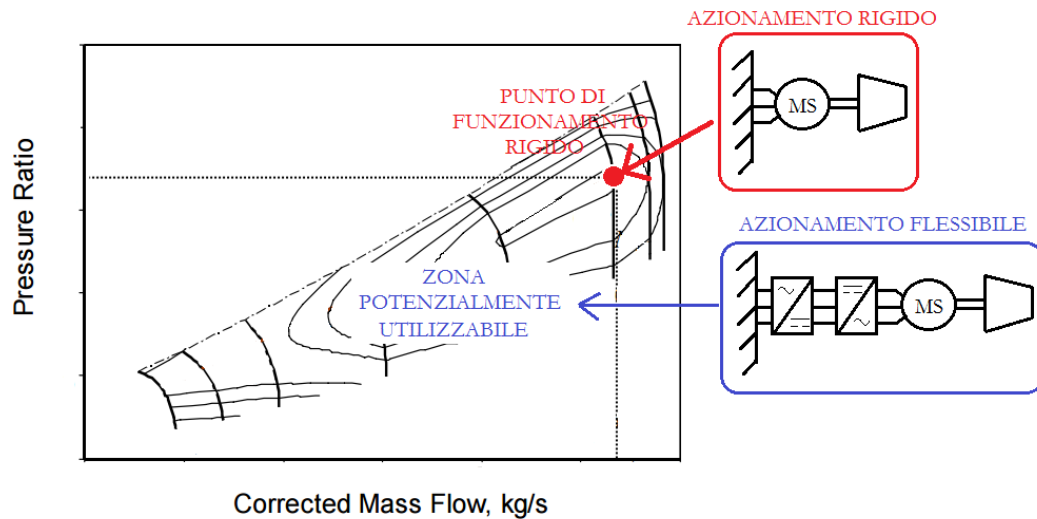
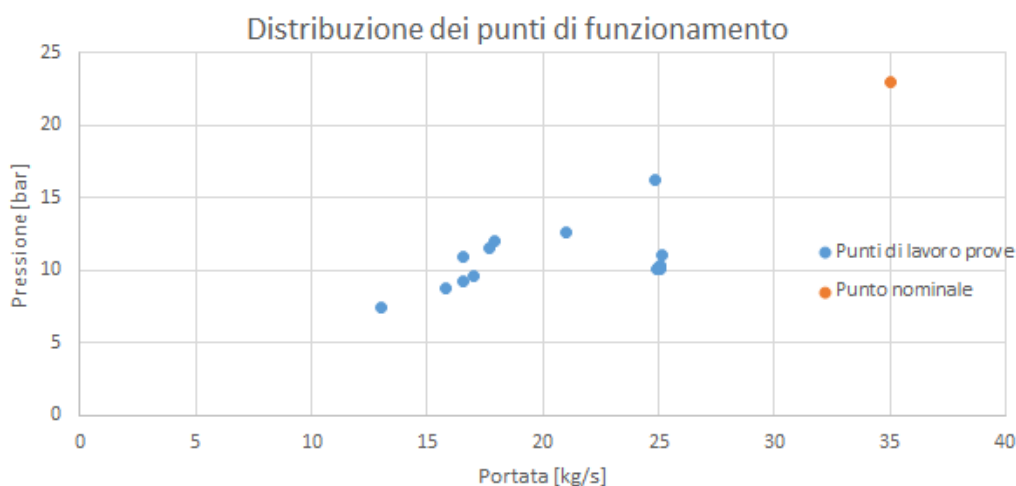


Figura 44 Zona potenzialmente utilizzabile con un compressore a giri variabili

Per valutare la convenienza o meno di tale approccio occorrerebbe estrapolare un numero molto elevato di punti di funzionamento, inserirli nella caratteristica manometrica reale del compressore che si vuol installare e valutare la scelta secondo un criterio di ottimo economico. Tuttavia, nei limiti di disponibilità delle registrazioni, è stato possibile constatare che le prove sono caratterizzate da variabilità in termini di portata ma anche di pressione.



Notare che se ci fosse stata la necessità di lavorare a pressione pressoché stabile al valore massimo e a portata variabile, la probabilità di andare a cadere nella zona proibita sarebbe stata molto elevata, quindi, da questo punto di vista, un azionamento a velocità variabile sulla linea 1, in prima battuta sembra molto interessante.

## 6.2 Recupero energetico sui fumi

L'elevata disponibilità energetica in uscita dall'impianto costituisce una grande risorsa che dal punto di vista tecnico-energetico è impensabile non sfruttare. Qui gli unici aspetti frenanti potrebbero solo essere fattori di natura economica o spazi fisici non sufficienti ad effettuare le modifiche necessarie.

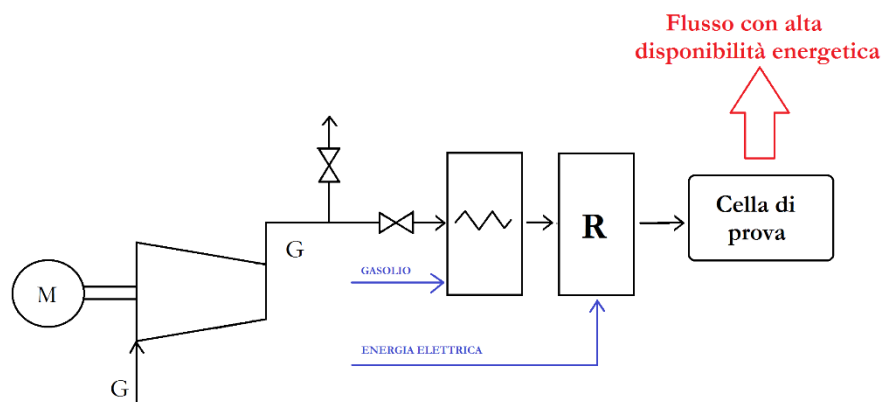


Figura 45 Recupero energetico sui fumi

I possibili modi per sfruttare l'energia in uscita sono suddivisibili, a seconda dell'utilizzo, in due categorie.

### 6.2.1 Preriscaldamento aria compressa

In uscita alla cella di prova è presente un fluido a temperatura molto elevata, dell'ordine di 1200-1300 °C. Un'idea per sfruttare tale disponibilità energetica è quella di spillare una certa quantità di aria in uscita dalla cella e sfruttarla come fluido vettore per preriscaldare l'aria in ingresso alla cella, sostituendo la combustione di gasolio in caldaia e parte di potenza elettrica dissipata sul reostato a valle.

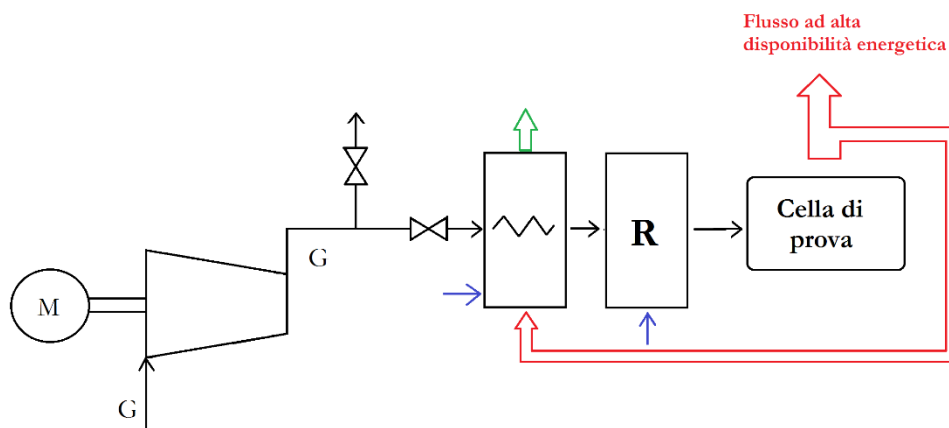


Figura 46 Preriscaldamento aria compressa. Schema di principio.

### 6.2.2 Turbina coassiale con il treno di compressione

Una soluzione che dal punto di vista della quantità di recupero energetico risulterebbe più importante è senza dubbio l'installazione di una turbina.

La potenza utile della turbina andrebbe a sottrarsi a quella assorbita dalla macchina elettrica. La somma potrebbe anche dare come risultato una potenza elettrica assorbita negativa, quindi la macchina potrebbe comportarsi come generatore. Evidentemente questa condizione è possibile se l'azionamento è bidirezionale in potenza.

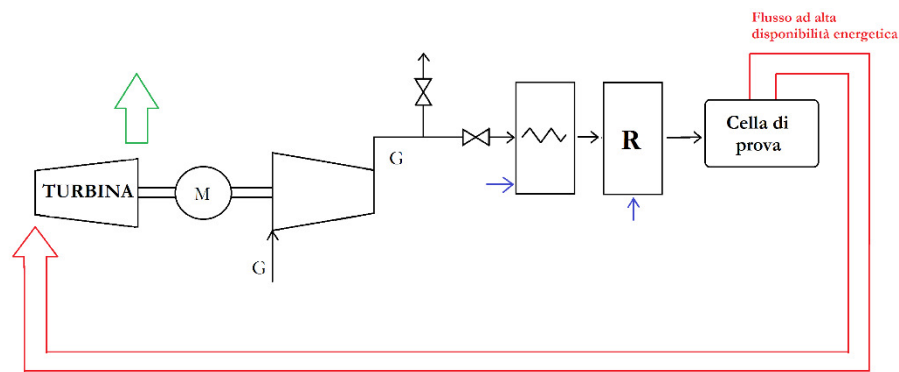


Figura 47 Turbina coassiale con il treno di compressione. Schema di principio.

Anche se in prima battuta questa soluzione potrebbe sembrare la più vantaggiosa non è detto che lo sia. L'efficienza dell'accoppiamento diretto motore-turbina potrebbe esser vanificata dalle perdite sul condotto dei gas caldi provenienti dalla cella ed inoltre tale trasporto non è strutturalmente facile da eseguire.

### 6.2.3 Turbina ed albero elettrico

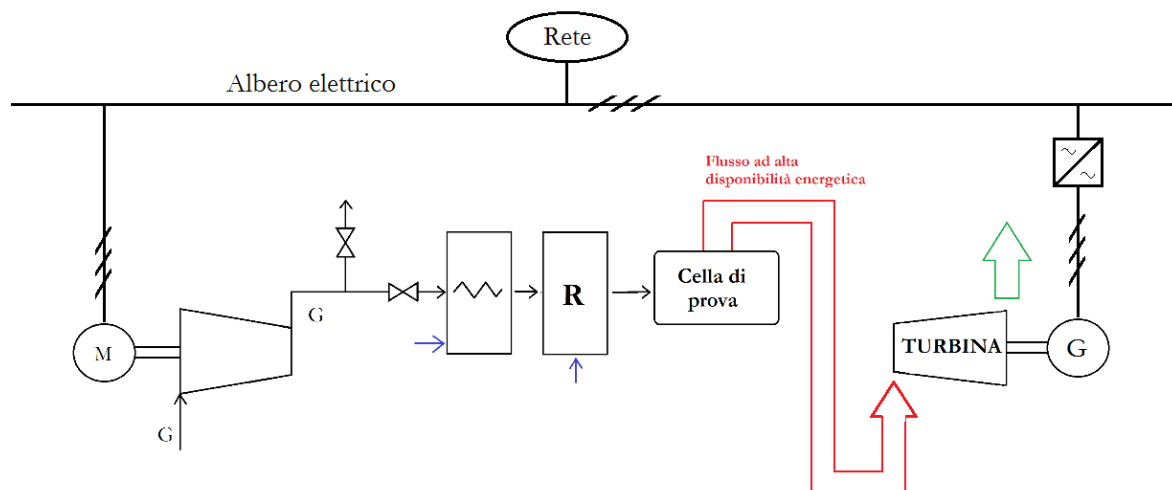


Figura 48 Turbina ed albero elettrico. Schema di principio.



L'alternativa alla turbina coassiale è l'albero elettrico. Questa è una soluzione che a prima vista non sembrerebbe essere ben progettata, poiché rispetto alla precedente si hanno due dispositivi in più di potenza importante. Allo stesso tempo però le perdite nel condotto dei gas caldi sarebbero molto minori ed infine l'albero elettrico sarebbe strutturalmente molto più semplice da realizzare rispetto a quello termico.

Per i layout con turbina, è stata eseguita una stima della potenza massima che potenzialmente potrebbe essere resa disponibile in rete.

L'obiettivo di 50 kg/s come mandata alla cella di prova implica che il nuovo compressore debba avere una portata di 15 kg/s.

Facendo l'ipotesi di bruciare gas metano, si ha:

Il rapporto  $\frac{kg\ Aria}{kg\ Metano}$  in condizioni stechiometriche è di 17.24.

Considerando che generalmente le prove sono caratterizzate da un eccesso di ossigeno che varia dal 10 al 20% si può ricavare il rapporto aria-combustibile reale.

Dalla:

$$\left. \frac{kg\ Aria}{kg\ Metano} \right|_{stechiom} = 17.24$$

Considerando la percentuale di ossigeno contenuta nell'aria si ha:

$$\left. \frac{kg\ O_2}{kg\ Metano} \right|_{stechiom} = 0.21 \cdot 17.24 = 3.62$$

Adesso si considera un eccesso d'aria medio del 15%, ottenendo:

$$\frac{kg\ O_{2,EFFETTIVI} - kg\ O_{2,STECIOMETRICI}}{kg\ O_{2,STECIOMETRICI}} = 0.15$$

Ovvero:

$$\frac{kg\ O_{2,EFFETTIVI}}{kg\ Metano} = 4.16$$

Da cui:

$$\frac{kg\ Aria_{EFFETTIVI}}{kg\ Metano} = \frac{4.16}{0.21} \cong 20$$

Questo significa avere una portata di combustibile:

$$q_c = \frac{\text{portata aria obiettivo}}{\frac{kg\ Aria_{EFFETTIVI}}{kg\ Metano}} = \frac{15}{20} = 0.75\ kg/s$$

La portata di combustibile oraria è quindi:

$$q_c = 0.75 \cdot 3600 = 2700\ kg/h$$

Con una potenza termica associata di:

$$p_t = \frac{q_c \cdot pci}{860 \cdot 1000} = 37.7\ MW$$

Per rendere il conto cautelativo si considera un rendimento tipico di un impianto turbogas a bassa efficienza, ottenendo una potenza elettrica di:

$$p_{el} = \eta_{basso} \cdot p_t = 0.3 \cdot 37.7 = 11.31\ MW$$

Questo rappresenta il limite teorico erogabile dall'impianto. **Chiaramente per motivi tecnici non potrà mai essere raggiunto**, basti pensare alla non sfruttabilità a pieno della pressione del fluido in quanto una parte della caduta di pressione deve essere inevitabilmente data a carico alla valvola ad ogiva a valle del combustore.

### 6.3 Recupero ibrido

Si può pensare anche a un recupero ibrido, quindi sia con turbina coassiale al treno di compressione che con il preriscaldamento dell'aria compressa.

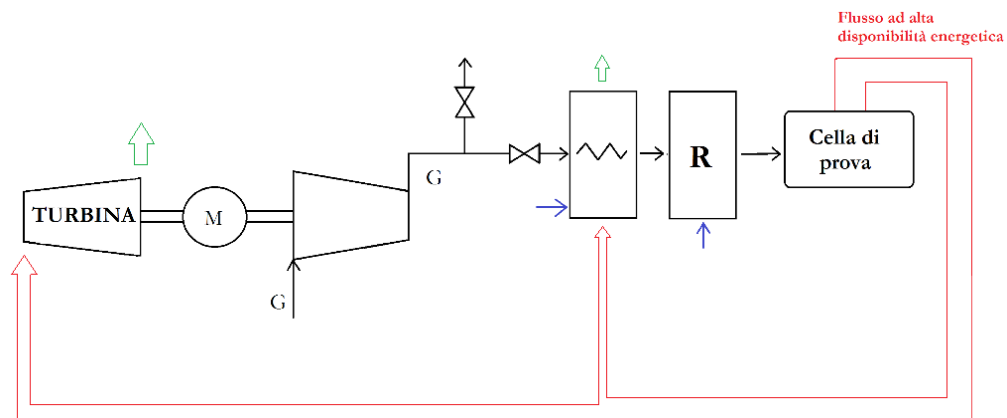


Figura 49 Recupero ibrido. Schema di principio.

### 6.4 CAES

Esistono situazioni in cui il compressore è acceso ma per svariati motivi il cliente non è in condizioni di prova. In questi casi ovviamente l'efficienza di processo è nulla.

L'idea è quella di considerare la possibilità di installare dei serbatoi da ricaricare anziché di gettare tutta l'energia associata alla compressione. L'energia in pressione accumulata in tali capacità verrebbe poi utilizzata in un secondo momento quando le

condizioni richieste sono compatibili con le caratteristiche fisiche del fluido accumulato.

Lo schema di principio è il seguente:

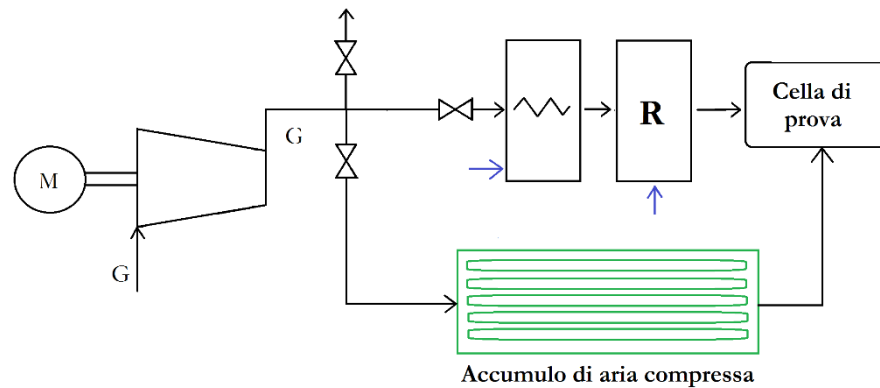


Figura 50 CAES

Per avere un'idea sull'ordine di grandezza delle eventuali capacità è stato considerato un esempio che in questo contesto è ritenuto significativo.

È stata fatta l'ipotesi di calcolare la capacità necessaria affinché il serbatoio passi dalla pressione nominale del nuovo compressore (30 bar) ad una pressione sufficiente a effettuare la quasi totalità delle prove (10 bar) in un tempo di 50 min con una portata di 10 kg/s.

Il valore della capacità necessaria è di 1150 m<sup>3</sup>.

Suddividendola ad esempio in cinque serbatoi, ognuno da 230 m<sup>3</sup>, si possono quindi immaginare cinque cilindri di diametro di 3 m lunghi 32.5 m.

## Capitolo 7 – Soluzioni elettriche

Lo scopo principale di questo capitolo è senza dubbio quello di incrementare il *know how* aziendale, anche nel campo degli azionamenti elettrici.

Con lo scopo di riuscire a identificare una soluzione globale (termica-elettrica) ad hoc per questo tipo di applicazione, sono state analizzate diverse architetture hardware elettriche.

È stato deciso di suddividerle in classi per dare fin da subito al lettore la possibilità di inquadrarne l'epoca tecnologica; questo con tutte le implicazioni del caso, dal punto di vista commerciale, al risparmio energetico, all'affidabilità, allo stato di avanguardia dell'azionamento, ecc.

<b>SOLUZIONI TRADIZIONALI ELETTROMECCANICHE CON LA MACCHINA ASINCRONA</b>	<b>SOLUZIONI ODIERNE CON ELETTRONICA DI POTENZA</b>
<ul style="list-style-type: none"><li>• Avviamento diretto</li><li>• Avviamento reostatico</li><li>• Avviamento con autotrasformatore</li><li>• Avviamento Y-D</li></ul>	Con Macchina Asincrona: <ul style="list-style-type: none"><li>• Controllo scalare V/f</li><li>• Controllo vettoriale</li></ul>
	Con Macchina Sincrona: <ul style="list-style-type: none"><li>• Collegamento rigido con la rete di alimentazione e Avviatore Statico</li><li>• Collegamento flessibile gestito dal Convertitore di potenza</li></ul>

Per un lungo periodo gli azionamenti a velocità variabile furono dominati dal motore in corrente continua. Esso, per sua natura, rappresenta un sistema intrinsecamente controllabile con elevate prestazioni e quindi non necessita di sofisticate architetture di controllo esterne; la genialità sta nel collettore commutatore, oltre a permettere l'inversione della corrente nei singoli conduttori e a realizzare una configurazione elettromagnetica stabile e propulsiva, instaura una situazione magnetica ottima, ovvero mantiene uno sfasamento di  $\frac{\pi}{2}$  tra il flusso di statore e di rotore massimizzando la coppia elettromeccanica. Purtroppo però essendo un sistema basato su contatti striscianti risulta poco affidabile e soggetto a usura.

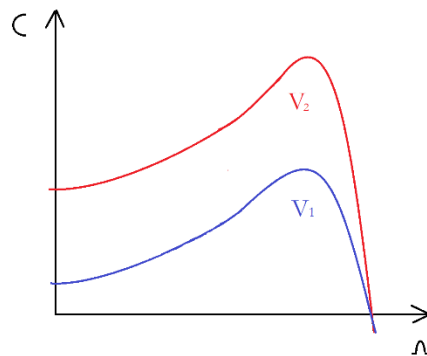
Lo sviluppo dell'elettronica di potenza ha permesso la nascita commerciale di tecniche di controllo basate sull'applicazione di una tensione modulabile, sia in termini di ampiezza che di frequenza. Questo ha consentito di realizzare azionamenti flessibili, quindi macchine più robuste e affidabili dei tradizionali motori in DC. Tali azionamenti si distinguono a loro volta in “scalari” e in “vettoriali”. I primi sono basati sul modello di macchina valido in condizioni di regime, quindi sono indicati per applicazioni a bassa dinamica. I secondi sono progettati invece sul modello della macchina in condizioni dinamiche, perciò sono installati in quelle situazioni in cui è richiesta una elevata dinamica e/o un'elevata precisione.

## 7.1 Soluzioni tradizionali elettromeccaniche con la macchina asincrona

Questa classe di azionamenti non ha un inquadramento storico ben preciso poiché nasce con le macchine elettriche ed è tutt'oggi utilizzata nelle soluzioni a bassa potenza e a limitata richiesta di performance.

Prevedono l'impiego di logica cablata, quindi le transizioni da uno stato all'altro sono impulsive e quindi caratterizzate da violente risposte elettriche e meccaniche. Un'altra caratteristica che le accumuna è che gli stati iniziali, generati con l'obiettivo di limitare la corrente di avviamento, hanno come contro una coppia elettromeccanica ridotta.

Nel grafico sotto sono riportate due caratteristiche di un motore asincrono a due tensioni di alimentazione diverse, come si vede la coppia decresce al diminuire della tensione. Si può dimostrare che tale dipendenza è quadratica.



*Figura 51 Caratteristica motore asincrono al variare della tensione di alimentazione*

### 7.1.1 La caratteristica meccanica del motore asincrono

Partendo dallo schema equivalente del motore asincrono:

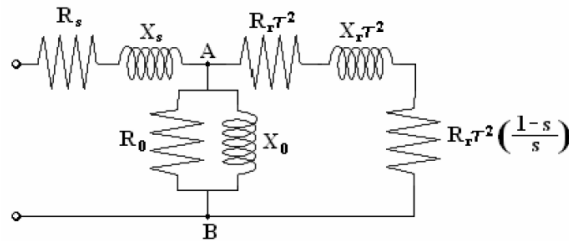


Figura 52 Circuito equivalente del motore asincrono

La potenza al traferro della macchina è:

$$P_t = \omega_s \cdot C_{em} = 3 \frac{R_r}{s} \tau^2 |I'_r|^2$$

Il modulo della corrente di rotore riportata al primario è:

$$|I'_r| = \frac{|\dot{E}|}{\tau^2 \sqrt{\left(\frac{R_r}{s}\right)^2 + X_{dr}^2}}$$

Da cui si ricava la coppia elettromagnetica cercata:

$$C_{em} = k \frac{R_r \omega_s \Phi_t^2 s}{R_r^2 + s^2 X_{dr}^2}$$

Graficamente ha un andamento di questo tipo:



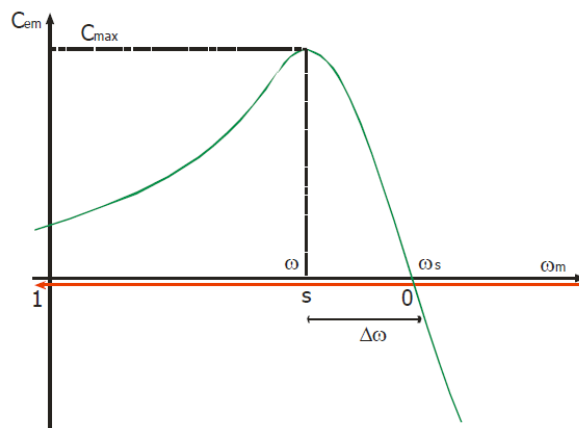


Figura 53 Caratteristica meccanica motore asincrono

I punti caratteristici sono i seguenti:

- Coppia massima:

$$C_{em,MAX} = \frac{k \Phi^2}{2 L_{dr} p}$$

- Scorrimento corrispondente alla coppia massima:

$$\bar{s} = \frac{R_r}{X_{dr}}$$

- Variazione di velocità tra quella di sincronismo e quella corrispondente alla coppia massima:

$$\Delta\omega = \omega_s - \bar{\omega} = s \omega_s = \frac{R_r}{L_{dr} p}$$

### 7.1.2 Avviamento diretto

L'avviamento diretto del motore asincrono è tanto semplice quanto violento. Allo spunto si hanno alte correnti di avviamento, che a seconda del tipo di macchina possono essere dell'ordine di 5-6 volte la corrente nominale e una bassa coppia di avviamento. Esistono tuttavia macchine, come il **motore a doppia gabbia**, progettate per poter essere avviate in maniera diretta sulla rete, esse presentano caratteristiche costruttive che sostanzialmente sono in grado di sdoppiare il funzionamento della macchina in funzione del suo punto di lavoro.

Cave e avvolgimenti rotorici hanno una struttura di questo tipo:

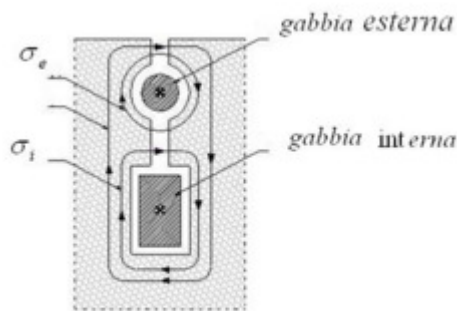


Figura 54 Avvolgimenti di rotore di un motore a doppia gabbia

All'avviamento, per effetto dello “skin effect”, la corrente di rotore si addensa nella gabbia più esterna di sezione ridotta, quindi la macchina funziona con una resistenza rotorica più alta. Ciò significa bassa corrente di spunto e alta coppia di avviamento. Man mano che il rotore acquista velocità la variazione del campo che vede si riduce e insieme a questo anche l'effetto pelle, la corrente si concentra quindi nella gabbia rotorica più interna a grande sezione, il motore funziona quindi a resistenza rotorica più bassa ma ormai gli effetti violenti dello spunto sono superati.

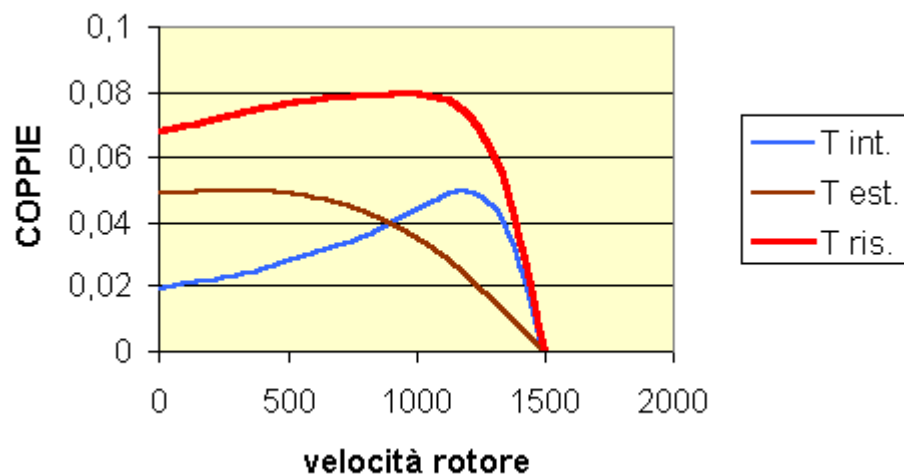


Figura 55 Caratteristica di un motore asincrono a doppia gabbia

L'avviamento diretto è molto utilizzato per la sua semplicità ed economia di installazione. Per contro in tutte quelle applicazioni in cui è richiesta una certa dinamica, una certa flessibilità di funzionamento o un particolare limite di corrente questo tipo di azionamento non può essere utilizzato.

In quelle applicazioni in cui è ammessa rigidità sulla velocità, non è richiesta una dinamica particolare e le potenze in gioco sono tali da non permettere l'utilizzo dell'avviamento diretto, si ricorre a soluzioni del tipo stella triangolo o l'impiego di un autotrasformatore.

### 7.1.3 Avviamento reostatico

È facile osservare che la caratteristica meccanica del motore asincrono è dipendente dalla resistenza degli avvolgimenti rotorici. In particolare aumentando la resistenza si ha uno spostamento verso sinistra del massimo della caratteristica (aumenta  $\Delta\omega$ ) e conseguentemente si verifica un aumento della coppia di spunto.

Questo si realizza applicando in serie agli avvolgimenti rotorici un resistore esterno connesso tramite spazzole e anelli:

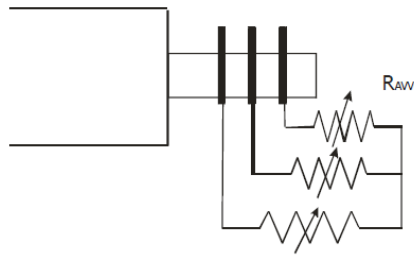


Figura 56 Reostato di avviamento

La caratteristica si modifica nel seguente modo:

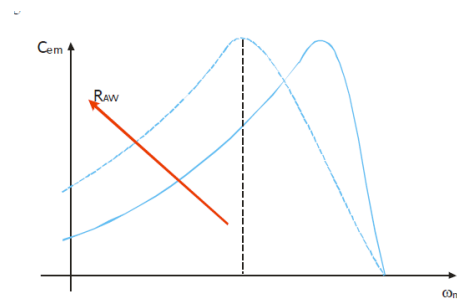


Figura 57 Caratteristica di un motore asincrono al variare della resistenza rotorica

Da notare che, sia il massimo della caratteristica, sia il punto alla velocità di sincronismo rimangono invariati.

Questo è un metodo molto oneroso in quanto la regolazione è intrinsecamente dissipativa.

#### 7.1.4 Avviamento con autotrasformatore

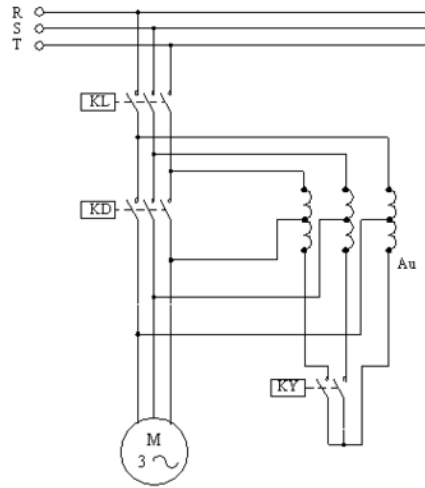


Figura 58 Avviamento con autotrasformatore

L'avviamento può essere suddiviso in tre fasi:

- 1) KL chiuso, KD aperto, KY chiuso. Il motore viene alimentato da una tensione ridotta data dalla posizione del contatto sugli avvolgimenti. La corrente e la coppia di spunto sono limitate.
- 2) KL chiuso, KD aperto, KY aperto. Il motore viene alimentato ad una tensione intermedia tra la tensione di rete e quella del punto uno. Sostanzialmente alla tensione di rete meno la caduta sull'induttore costituito dall'avvolgimento dell'autotrasformatore.
- 3) KL chiuso, KD chiuso, KY aperto. Il motore viene alimentato alla piena tensione di rete.

### 7.1.5 Avviamento stella - triangolo

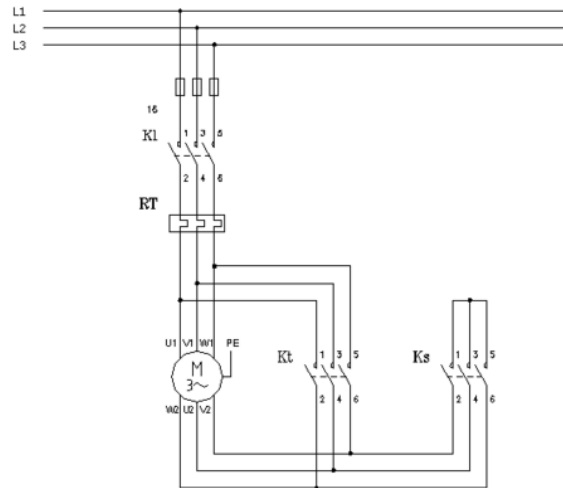


Figura 59 Avviamento stella triangolo

L'avviamento si suddivide in due fasi:

- 1) KL chiuso, Kt aperto, Ks chiuso. Il motore parte a stella, quindi con una corrente ed una coppia di spunto pari a un terzo del valore nominale.
- 2) KL chiuso, Kt chiuso, Ks aperto. Quando il motore ha raggiunto quasi la velocità nominale lo si alimenta a triangolo, quindi ad una tensione  $\sqrt{3}$  volte superiore.

La situazione qualitativa in termini di coppia e di corrente è la seguente:

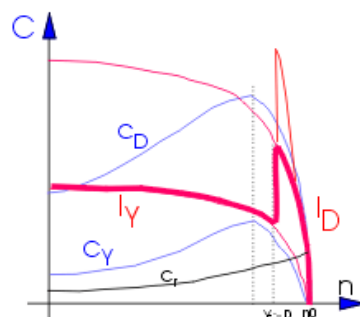


Figura 60 Caratteristica meccanica di un avviamento stella triangolo

## 7.2 Soluzioni odierne con elettronica di potenza

Lo sviluppo dell'elettronica di potenza ha permesso di ottenere un primo traguardo molto importante nella gestione degli azionamenti elettrici, ossia il passaggio da azionamenti rigidi con la rete elettrica, quindi a velocità fisse, multiple della frequenza industriale e poco variabili in quegli intorno, ad **azionamenti flessibili** a velocità svincolate da quella di rete.

Il merito va senza ombra di dubbio allo sviluppo di componenti elettronici in grado di sopportare tensioni, correnti e frequenze di commutazione molto elevate.

La situazione è mostrata qualitativamente nel grafico seguente.

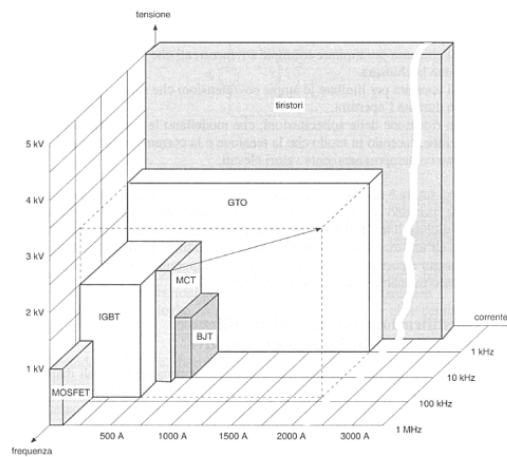


Figura 61 Classificazione dei componenti elettronici di potenza

Per un'idea delle applicazioni è significativa l'immagine sotto esposta:

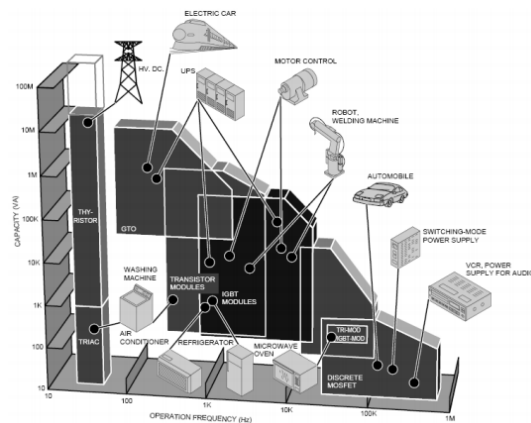
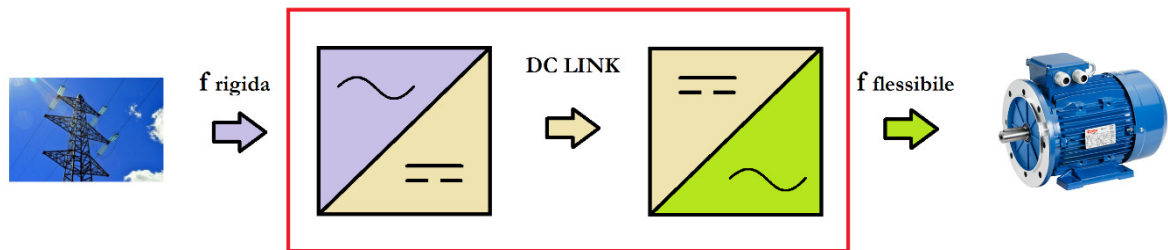


Figura 62 Campo di applicazione dei componenti elettronici di potenza

Concettualmente il dispositivo che svincola il sistema dalla rete ha una struttura di questo tipo:



*Figura 63 Azionamento flessibile*

Esso è composto da tre componenti fondamentali:

1. Raddrizzatore
2. Bus in corrente continua
3. Inverter

Spesso con il termine “inverter” viene considerato l’insieme dei tre elementi.

I vantaggi di questa evoluzione sono molteplici. Tutti derivano però dal fatto che adesso la caratteristica  $C - \Omega$  è flessibile, da cui si ha la possibilità di regolazione della velocità e la limitazione della corrente in fase di avviamento. Ciò ha permesso inoltre di vedere in maniera diversa macchine elettriche tipiche per alcune applicazioni specifiche, estendendo il loro range di applicazione su un campo più vasto e quindi generalizzando il loro scopo di esistenza. Per dare un’idea basta pensare alla macchina sincrona, dispositivo non autoavviante, utilizzato quasi esclusivamente come generatore e in qualche caso come motore a velocità fissa. Con l’inverter oltre a diventare un azionamento autoavviante è possibile svincolarlo dalla frequenza di rete e quindi andare a lavorare su tutto il range di velocità comprese tra zero e  $\frac{60 \cdot f_n}{p}$ .



Un altro esempio molto importante è il motore asincrono trifase. Anche se di natura intrinsecamente autoavviante, prima della possibilità di gestione tramite inverter anch'essa era una macchina molto difficile sia da avviare che da regolare.

L'uso dell'inverter permette avviamenti meno stressanti, continui ed ad alta efficienza, rispetto ad esempio all'avviamento reostatico.

### 7.2.1 Controllo scalare

Restando pure su azionamenti con **controllo di tipo scalare** la caratteristica meccanica diventa gestibile. Lavorando infatti a flusso di traferro costante è possibile manipolare in maniera dipendente tensione e frequenza, e quindi la velocità di sincronismo.

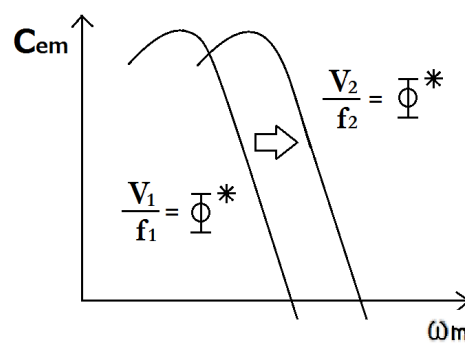


Figura 64 Caratteristica meccanica con controllo  $V/f$

Quindi l'architettura di controllo, almeno in linea di principio, è del tipo:

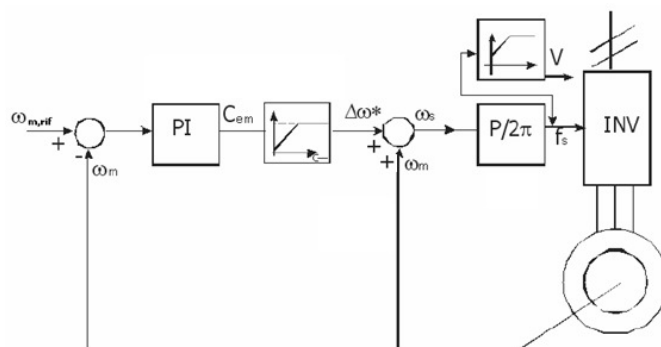


Figura 65 Anello di controllo  $V/f$

Quindi concettualmente il funzionamento è il seguente:

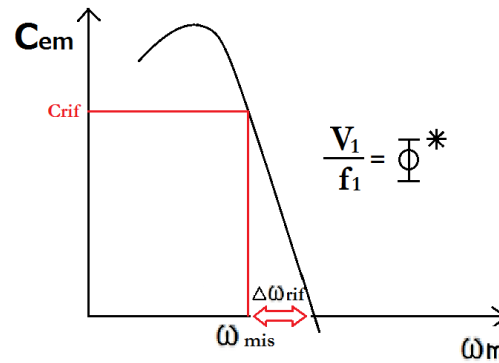


Figura 66 Controllo scalare. Ottenimento della frequenza di alimentazione.

A partire dall'errore di velocità il controllore dà in uscita la coppia di riferimento, ad essa è associata una variazione di velocità  $\Delta\omega_{rif}$  data dalla relazione:

$$\Delta\omega_{rif} = \frac{\Delta\omega_{nom}}{C_{nom}} C_{rif}$$

Dove  $\Delta\omega_{nom}$  è la variazione di velocità alla quale il motore sviluppa la coppia nominale.

Sommando la  $\Delta\omega_{rif}$  alla velocità meccanica  $\omega_{mis}$  si ottiene la pulsazione alla quale bisogna alimentare la macchina e da quest'ultima anche la tensione. A ritroso, questa produce la coppia di riferimento obiettivo.

Nel grafico seguente è mostrato questo tipo di regolazione nel caso di azionamento asincrono per trazione elettrica.

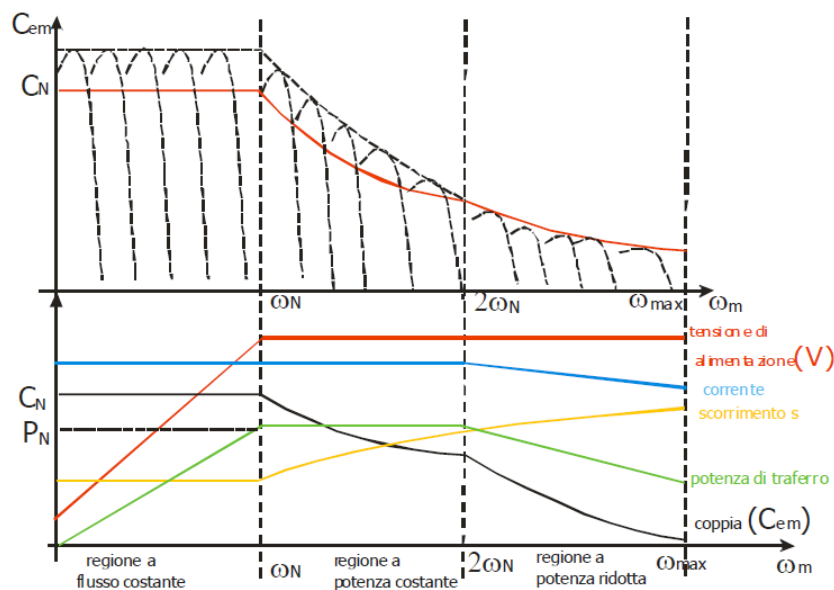


Figura 67 Controllo scalare nella trazione elettrica

Come si vede dal grafico è possibile andare oltre la velocità nominale, alla quale corrisponde la tensione nominale. Chiaramente le velocità maggiori si ottengono mantenendo la tensione di alimentazione costante ed aumentando solamente la frequenza. Questo significa deflussare la macchina.

Il controllo scalare presenta dei **limiti dinamici** importanti.

In generale la coppia elettromagnetica sviluppata da una macchina elettrica è rappresentabile mediante la seguente equazione:

$$C = k \cdot \Phi_s \cdot \Phi_r \cdot \sin(\rho)$$

Quindi essa è proporzionale al prodotto vettoriale dei flussi di statore e di rotore. Ovviamente in termini di dinamica l'ottimo è rappresentato dalla condizione in cui i due flussi risultano ortogonali, quindi con  $\rho = \frac{\pi}{2}$ .

LIMITE 1:

Come si evince dal nome il controllo scalare è in grado di agire solamente sul modulo del vettore tensione e non sulla sua posizione spaziale.

L'angolo  $\rho$  tra i flussi non è né noto né tantomeno controllabile.

LIMITE 2:

$\Phi_s$  e  $\Phi_r$  non sono indipendenti. Il flusso di rotore è una causa del flusso statorico, questo comporta un ulteriore rallentamento della dinamica.

### 7.2.2 Controllo vettoriale

I limiti del controllo scalare sono stati superati dalla nascita del **controllo vettoriale**, reso possibile in primis dallo sviluppo della teoria del vettore spaziale introdotta da Vas nei primi anni '90. Un contributo importante è dovuto anche alla crescita delle prestazioni della tecnologia dell'elettronica digitale.

Con tale tecnica di controllo è infatti possibile gestire in maniera indipendente i flussi di statore e di rotore andando così a massimizzare la dinamica dell'azionamento.

### 7.3 Approfondimento sulle varie tecnologie e confronto

Nell'ambito della macchina asincrona, per far toccare con mano le differenze più importanti tra un avviamento diretto ed un azionamento controllato, sono state sviluppate due architetture in ambiente Simulink. Il modelli della rete e del trasformatore sono comuni ad entrambi gli schemi e sono stati determinati a partire dalle caratteristiche reali dei due oggetti. Per quanto riguarda il motore invece, non essendo noto, è stato preso il modello in p.u. della libreria Simulink impostando i dati nominali pari a quelli supposti.

#### Avviamento diretto

Sotto è riportato il modello Simulink sviluppato.

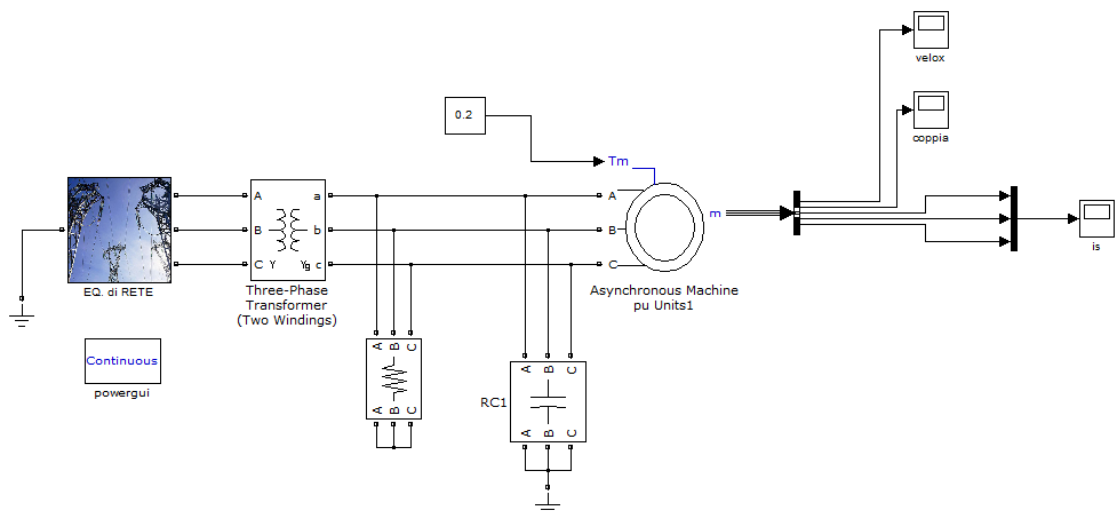
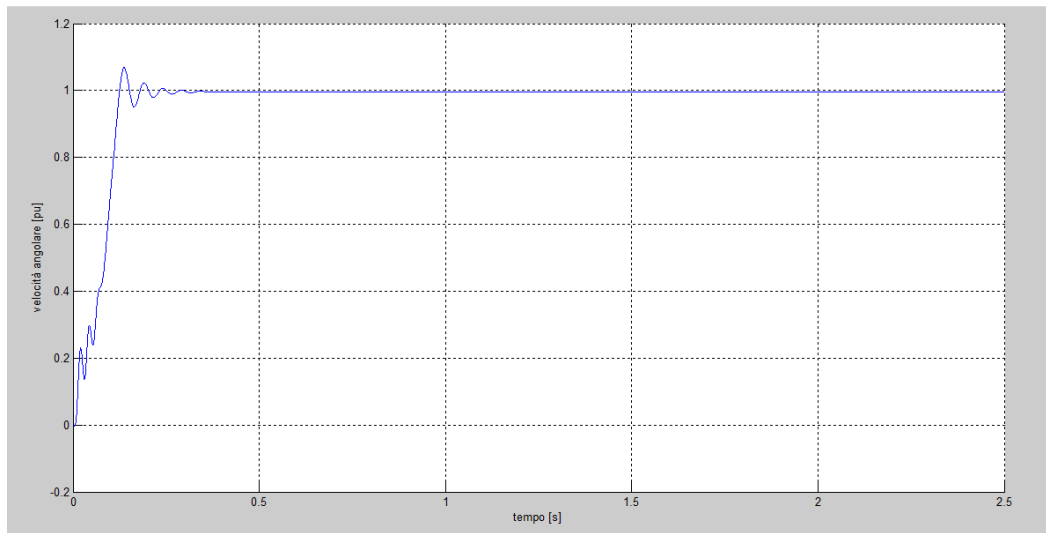


Figura 68 Schema Simulink di un avviamento diretto del motore asincrono.

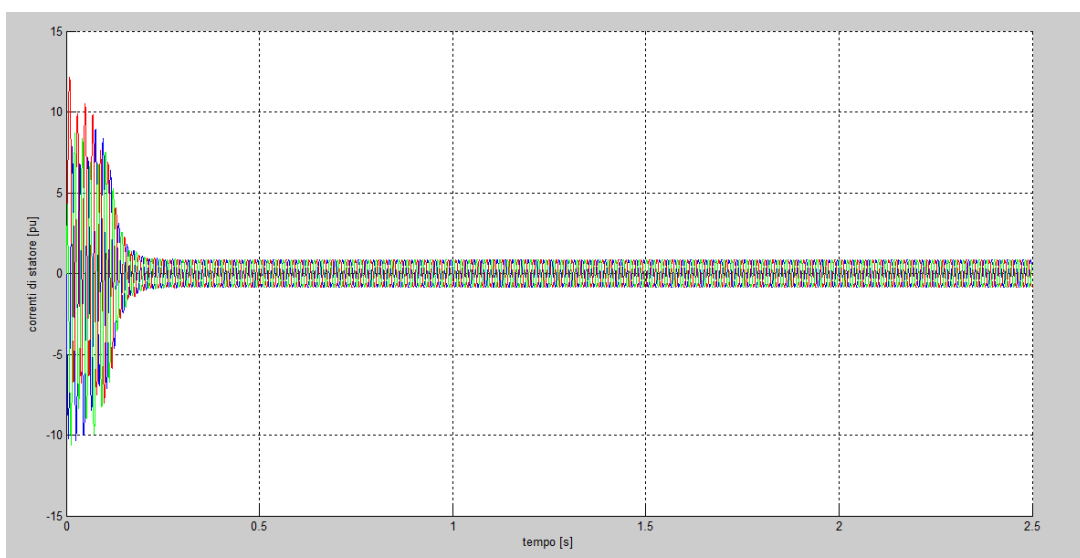
Sotto è riportato l'andamento della velocità angolare in pu.



*Figura 69 Avviamento diretto. Andamento della velocità meccanica.*

Come si nota dal grafico la velocità dopo un intervallo transitorio si porta ad un valore di regime, rigido, dettato dalla frequenza di alimentazione della macchina. Lo scorrimento gioca poco in questo senso essendo generalmente di pochi punti percentuali.

Per quanto riguarda le correnti di statore la situazione invece è questa:



*Figura 70 Avviamento diretto. Andamento delle correnti statoriche.*

## Controllo scalare

Diagramma di un sistema di controllo per un motore asincrono, che include un convertitore a ponte universale e un convertitore a ponte a IGBT.

Il sistema è alimentato da una rete (EQ. di RETE) che fornisce tensione continua (Continuous powergui). La tensione continua è convertita in tensione variabile (freq\_variabilet) tramite un convertitore a ponte universale (Universal Bridge).

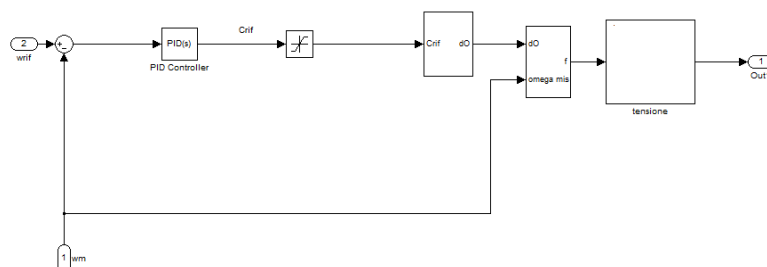
Il convertitore a ponte universale è controllato da un microcontrollore (VELOX\_OBBIETT) che genera un segnale di riferimento (Uref) e un segnale di feedback (velox).

Il convertitore a ponte a IGBT (P.a.IGBT) converte la tensione continua in tensione variabile (freq\_variabilet) che alimenta il motore asincrono (Asynchronous Machine pu Units1).

Il motore asincrono è controllato da un convertitore a ponte a IGBT (P.a.IGBT) che genera un segnale di riferimento (Uref) e un segnale di feedback (velox).

Il sistema è controllato da un microcontrollore (VELOX\_OBBIETT) che genera un segnale di riferimento (Uref) e un segnale di feedback (velox).

Dove l'anello di controllo è:



87

A tale scopo è stata eseguita una simulazione con un profilo di velocità di riferimento variabile a gradini. Alla macchina è stata imposta la stessa coppia meccanica esterna e nel transitorio iniziale anche la stessa velocità di riferimento, che nel caso precedente era quella intrinseca di rete. È stato selezionato inoltre lo stesso intervallo temporale iniziale per valutare gli effetti del controllo sulla corrente di alimentazione.

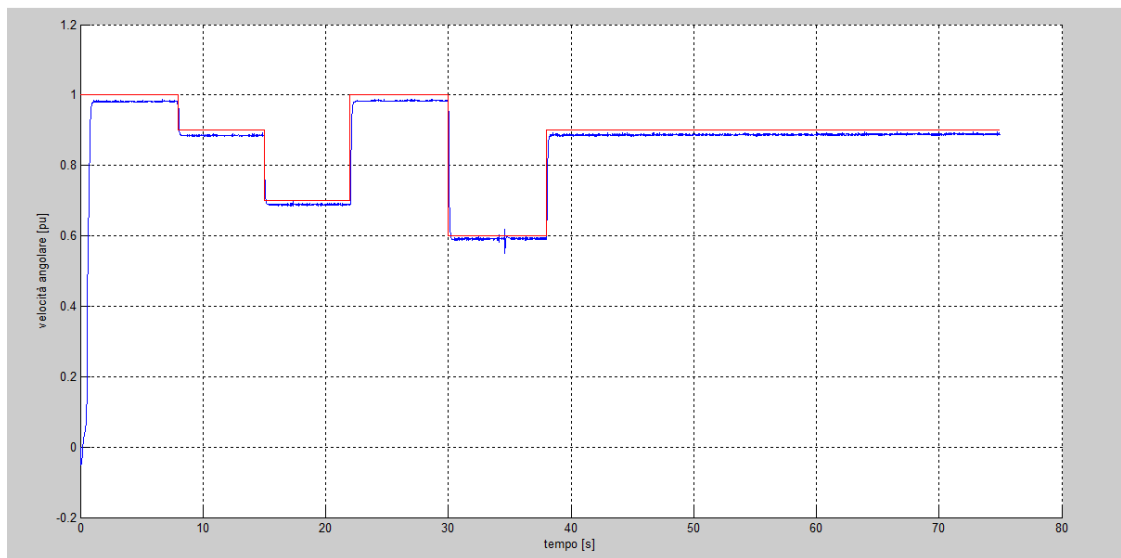


Figura 73 Controllo scalare. Andamento della velocità meccanica.

Sotto sono riportate le correnti di statore:

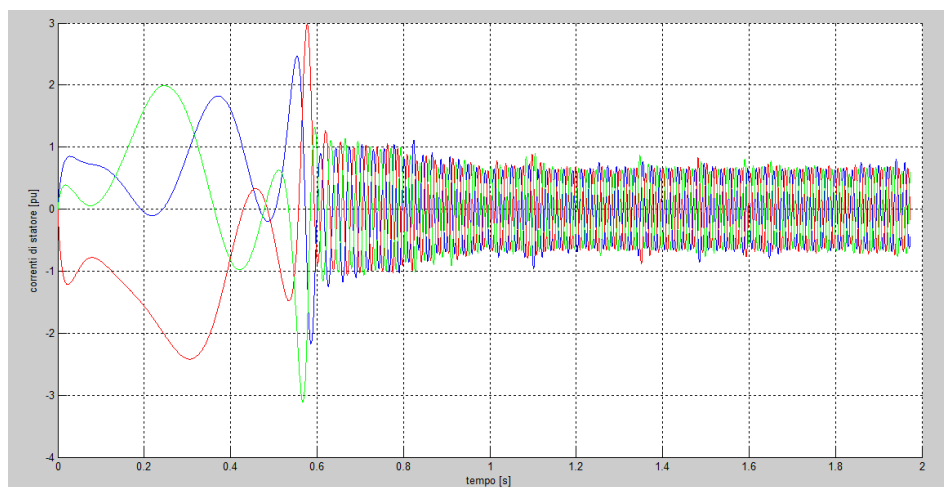


Figura 74 Controllo scalare. Andamento delle correnti statoriche.

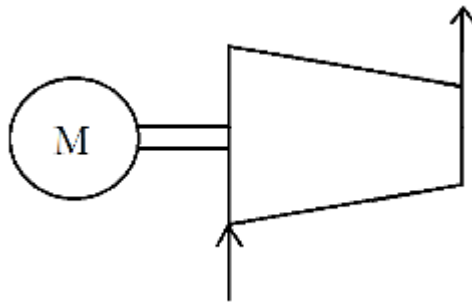


Dal grafico della velocità si vede che la macchina è in grado di inseguire un profilo di velocità imposto dall'esterno. Quindi, nell'ambito di questa applicazione, questo tipo di azionamento permetterebbe di regolare la velocità del compressore, magari con un algoritmo che massimizzi l'efficienza dell'impianto.

Infine sono stati selezionati i dati associati al transitorio iniziale per confrontare le correnti di statore con l'avviamento diretto. È immediato verificare che la saturazione sul PID che limita la coppia, svolge anche una limitazione sulle correnti.

## 7.4 Alta velocità

Per questo tipo di applicazione una soluzione degna di nota è senz'altro l'accoppiamento diretto tra la macchina elettrica ed il compressore.



*Figura 75 Alta velocità*

Concettualmente non sussiste nessuna differenza rispetto alle altre facenti uso del gear box.

Evidentemente l'inverter non sarà pilotato con una frequenza massima di  $\frac{50}{p}$  Hz ma di  $\frac{Velox.asse,rpm}{p \cdot 60}$ . Quindi una macchina con  $p > 1$  limiterebbe la frequenza di commutazione dei tasti.

Tale architettura porterebbe importanti vantaggi:

1. L'assenza del gear box comporta un notevole miglioramento dell'efficienza di processo, come conseguenza del miglioramento di quella dell'asse;

2. La possibilità di regolazione della velocità del compressore è intrinseca nella natura dell'azionamento;
3. Maggiore affidabilità dell'impianto per la mancanza di un componente meccanico importante come il gear box;
4. Dato che il volume di una macchina elettrica è proporzionale alla sua coppia nominale e considerando che, a parità di potenza, salire in velocità significa ridurre la coppia, in questo caso si avrebbe una considerevole riduzione delle dimensioni della macchina elettrica.

## *Capitolo 8 – Conclusioni*

Lo scopo generale del potenziamento dell'impianto è quello di allargare il portafoglio di mercato ed allo stesso tempo rafforzare la competitività a livello internazionale.

Per riuscire nell'intento gli obiettivi che dovranno essere perseguiti in fase di scelta sono:

- Individuazione di un ottimo economico, come compromesso di una miglior efficienza di processo e del costo di investimento iniziale;
- Soluzione affidabile;
- Architettura compatibile con gli spazi fisici a disposizione del sito;

Partendo dal presupposto che l'intervento caratterizzato dal recupero energetico più importante consiste nell'inserimento di una turbina, la prima cosa da definire è la fattibilità o meno di una architettura con un asse solo (quindi turbina-macchina elettrica-compressore). Se ciò fosse fattibile un metodo interessante potrebbe essere considerare un azionamento ad alta velocità, eventualmente accoppiato alla turbina.

Se invece per qualche motivo (per esempio: spazi, perdite termiche troppo elevate, ecc.) tale soluzione fosse impraticabile, sarebbe allo stesso modo interessante considerare un recupero con turbina ed albero elettrico. Per questo tipo di architettura resta valido quanto detto sui vantaggi dell'alta velocità, ma sarebbe degna di nota anche la soluzione semplice con macchina sincrona e avviatore statico, poiché l'efficienza risulterebbe aumentata dal recupero della turbina.

Ipotizzando invece di non utilizzare questo tipo di recupero energetico la soluzione ad alta velocità rimarrebbe comunque un'ottima base da cui partire.

Per quanto concerne il preriscaldamento dell'aria compressa è concettualmente adatto a tutti gli hardware. Chi scrive si sente inoltre in dovere di aggiungere che: in relazione al contesto di mercato in cui Co.Svi.G. opera, ma soprattutto in relazione all'attuale linea della politica energetica europea, consumare una risorsa

convenzionale che pesa, sia in termini economici che ambientali, avendo a disposizione la stessa disponibilità energetica in loco, vada contro gli obiettivi politici sia esterni che interni. Per questi motivi, tolta l'eccezione dell'inserimento di un recupero con turbina, è da considerarsi come una scelta obbligata.

Il recupero energetico tramite CAES, data la notevole dimensione della capacità che sarebbe necessaria presenta, almeno in prima battuta, una bassa probabilità di convenienza economica.

Infine, dall'osservazione dell'esercizio dell'impianto, è emerso che la gestione delle configurazioni per l'ottenimento delle caratteristiche di prova non è automatizzata ma è di tipo manuale. Questo pregiudica quindi la possibilità di andare a lavorare in zone di lavoro a bassa efficienza, quando invece lo stesso punto di funzionamento sarebbe ottenibile con una configurazione diversa ad efficienza maggiore. A tal riguardo sarebbe interessante l'implementazione di un algoritmo, che calcoli automaticamente la configurazione ad efficienza massima compatibile con le caratteristiche fisiche obiettivo in cella di prova.

# Appendice

## A.1 Macro

La MACRO utilizzata nel foglio di calcolo è la seguente:

```
' Thermophysical Properties of Air and Saturated Water as
' a function of temperature. The value is interpolated from
' tabulated data on sheet "Proptables". Both that sheet and
' this are protected so they cannot be altered in any way.
' These properties may be invoked from another sheet and used
' just as one would use any of the supplied (sine, cosine, etc.) functions.

' R.J.Ribando, 310 MEC, University of Virginia
' 5/23/97
' Revised 12/28/05
' Revised 3/19/07 - Changed all declarations as "Single" to "Double"
' since all values on the spreadsheet are already in Double.
' Revised 3/15/2012 - Extended range of water properties from 373K to 500K

' DISCLAIMER
' The author shall not be responsible for losses of any kind
' resulting from use of this program or of any documentation
' and can in no way provide compensation for any losses sustained
' including but not limited to any obligation, liability, right,
' or remedy for tort nor any business expense, machine downtime
' or damage caused to the user by any deficiency, defect or
' error in the program or in any such documentation or any
' malfunction of the program or for any incidental or consequential
' losses, damages, or costs, however caused.

' This program may be distributed freely for instructional purposes only providing:
' (1.) The file be distributed in its entirety including disclaimer.
' (2.) No part of it may be incorporated into any commercial product.

'Global declarations
Option Explicit
Dim Temp As Double
Dim Ind As Integer
Dim Fluid As String
'+++++
Function Conductivity_Air(Temp) As Double
' Returns thermal conductivity of air at atmospheric pressure in W/mK
' as a function of temperature (K).
Conductivity_Air = Propinterp(Temp, "b", "air")
End Function
'+++++
Function Cp_Air(Temp) As Double
' Returns constant pressure specific heat of air at atmospheric
' pressure in joules/kgK as a function of temperature (K). Tabulated
' data is in Kjoule, so factor of 1000. appears below.
Cp_Air = 1000 * Propinterp(Temp, "c", "air")
End Function
'+++++
Function Prandtl_Air(Temp) As Double
' Returns Prandtl number of air at atmospheric pressure as a function
' of temperature (K).
Prandtl_Air = Propinterp(Temp, "d", "air")
End Function
'+++++
Function Density_Air(Temp) As Double
' Returns density of air (kg/m^3) at atmospheric pressure as a function
' of temperature (K).
Density_Air = Propinterp(Temp, "e", "air")
End Function
'+++++
Function Viscosity_Air(Temp) As Double
' Returns viscosity of air at atmospheric pressure in N.s/m^2 as
' a function of temperature (K).
Viscosity_Air = Propinterp(Temp, "f", "air")
End Function
'+++++
```

```

Function Conductivity_water(Temp) As Double
' Returns thermal conductivity of saturated water in W/mK as a
' function of temperature (K).
Conductivity_water = Propinterp(Temp, "b", "water")
End Function
'+++++
Function Cp_water(Temp) As Double
' Returns specific heat of saturated water in joules/kgK as a
' function of temperature (K). Tabulated data is in
' Kjoule, so factor of 1000. appears below.
Cp_water = 1000# * Propinterp(Temp, "c", "water")
End Function
'+++++
Function Hfg_water(Temp) As Double
' Returns heat of vaporization (J/kg) of saturated water vapor as a function of
' temperature (K). Tabulated data is in Kjoule, so factor of 1000. appears below.
Hfg_water = 1000 * Propinterp(Temp, "d", "water")
End Function
'+++++
Function Prandtl_water(Temp) As Double
' Returns Prandtl number of saturated water as a function of
' temperature (K).
Prandtl_water = Propinterp(Temp, "e", "water")
End Function
'+++++
Function Viscosity_water(Temp) As Double
' Returns viscosity of saturated water in N.s/m2 as a function
' of temperature (K).
Viscosity_water = Propinterp(Temp, "f", "water")
End Function
'+++++
Function SpVolVap_water(Temp) As Double
' Returns specific volume of saturated water vapor (m^3/kg) as a function of
' temperature (K).
SpVolVap_water = Propinterp(Temp, "g", "water")
End Function
'+++++
Function SpVolLiq_water(Temp) As Double
' Returns specific volume of saturated liquid water (m^3/kg) as a function of
' temperature (K).
SpVolLiq_water = Propinterp(Temp, "h", "water")
End Function
'+++++
Function Propinterp(Temp, Ind, Fluid) As Double
' Does the linear interpolation of tabulated data.
' Inputs:
' Temp = Temperature (K)
' Ind tells it which column to use from property tables
' Fluid tells it which of air or water to use

Dim I, Istart, Iend As Integer
Dim Celladdress
Dim Tlow, Thigh, Proplow, Prophigh, Tmin, Tmax As Double
Dim shProps As Worksheet
' Set object variables - saves a little typing later
Set shProps = Worksheets("Proptables")

If (Fluid = "air") Then
Istart = 7 'Row address of first entry in air data table.
Iend = 23 'last
Tmin = shProps.Range("a" & Istart).Value
Tmax = shProps.Range("a" & Iend).Value
Else 'This is for the water data.
Istart = 29 'Row address of first entry in water data table.
Iend = 65 'last
Tmin = shProps.Range("a" & Istart).Value
Tmax = shProps.Range("a" & Iend).Value
End If

If Temp < Tmin Then
MsgBox "TEMPERATURE OUT OF RANGE (Tmin = " & Tmin & "K)"
Exit Function
ElseIf Temp > Tmax Then
MsgBox "TEMPERATURE OUT OF RANGE (Tmax = " & Tmax & "K)"
Exit Function
Else
I = Istart
Do
I = I + 1
Celladdress = "a" & I
Loop Until (shProps.Range(Celladdress).Value >= Temp)

Thigh = shProps.Range(Celladdress).Value
Celladdress = "a" & (I - 1)

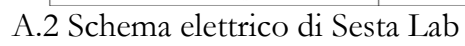
```

```

Tlow = shProps.Range(Celladdress).Value
Celladdress = Ind & (I - 1)
Proplow = shProps.Range(Celladdress).Value
Celladdress = Ind & I
Prophigh = shProps.Range(Celladdress).Value

Propinterp = Proplow + (Temp - Tlow) * (Prophigh - Proplow) / (Thigh - Tlow)
End If
End Function
Sub PropInfo()
UserForm1.Label1.Caption = "VBA functions are provided in this workbook for various
" & _
"transport properties of air and water as a function of temperature. Their usage
" & _
"is demonstrated in the cells to the left." & vbCrLf & vbCrLf & _
"Properties available for air at atmospheric pressure are: " & vbCrLf & _
"    Thermal conductivity [W/m" & Chr(183) & "K] := Conductivity_Air(Temp)" &
vbCrLf & _
"    Specific heat (cp) [J/kg" & Chr(183) & "K] := Cp_Air(Temp)" & vbCrLf & _
"    Prandtl number [n/a] := Prandtl_Air(Temp)" & vbCrLf & _
"    Density [kg/m" & Chr(179) & "]" := Density_Air(Temp)" & vbCrLf & _
"    Viscosity [N" & Chr(183) & "s/m" & Chr(178) & "]" := Viscosity_Air(Temp)" &
vbCrLf & _
"Air properties are available in the temperature range 200-1000K." & vbCrLf &
vbCrLf & _
"Properties available for saturated water are: " & vbCrLf & _
"    Thermal conductivity [W/m" & Chr(183) & "K] := Conductivity_Water(Temp)" &
vbCrLf & _
"    Specific heat (cp) [J/kg" & Chr(183) & "K] := Cp_Air(Temp)" & vbCrLf & _
"    Latent heat (hfg) [J/kg] := Hfg_water(Temp)" & vbCrLf & _
"    Prandtl number [n/a] := Prandtl_water(Temp)" & vbCrLf & _
"    Viscosity [N" & Chr(183) & "s/m" & Chr(178) & "]" := Viscosity_Air(Temp)" &
vbCrLf & _
"    Specific volume (vapor) [m" & Chr(179) & "]/kg] := SpVolVap_water(Temp)" &
vbCrLf & _
"    Specific volume (liquid) [m" & Chr(179) & "]/kg] := SpVolLiq_water(Temp) "
& vbCrLf & _
"Water properties are available in the temperature range 273.15 - 500K. " &
vbCrLf & vbCrLf & _
"Values are simply linearly interpolated from the tables on the Proptables
worksheet. " & _
"You can also find out more about these property functions in the 'User-
Defined' category under 'Insert Function.'"
UserForm1.Show (0)
End Sub

```





## *Bibliografia e Riferimenti*

- ❖ <http://www.terna.it/LinkClick.aspx?fileticket=EXecEtpHguE%3d&tabid=377&mid=438>
- ❖ Trasformatore: COLLAUDO ABB 25/05/1998
- ❖ <http://www.quinewsvolterra.it/il-futuro-del-laboratorio-di-sesta.htm>
- ❖ <http://webm.dsea.unipi.it/taponecco/appunti/meccatronica/Mcap3-convertitori.pdf>
- ❖ [http://www.kaeser.it/Online\\_Services/Toolbox/Air\\_receiver\\_sizes/default.asp](http://www.kaeser.it/Online_Services/Toolbox/Air_receiver_sizes/default.asp)

## *Ringraziamenti*

Ringrazio innanzitutto il Professore per avermi assistito su un lavoro così interessante, multidisciplinare e ricco dal punto di vista formativo.

Un ringraziamento importante va senza dubbio al Co.Svi.G. ed in particolare al Direttore Giulio Grassi, che ha creduto in me, dandomi l'opportunità di formarmi professionalmente attraverso il tirocinio in azienda, ma soprattutto concedendomi la possibilità di svolgere questo prestigioso lavoro.

Ringrazio allo stesso modo il relatore Alessandro Lorenzini, che ha contribuito, con la sua esperienza e professionalità, in modo sostanziale, a indirizzarmi correttamente verso gli obiettivi e a darmi supporto tecnico sull'impianto, sempre conciso e inequivocabile.

Ringrazio l'Ing. Guido Galgani per essermi stato vicino, per avermi motivato ed assistito durante le varie fasi della tesi.

Ringrazio Giuseppe Cellai per essersi preso carico dell'estrapolazione dei dati tecnici dal database di sistema.

Ringrazio gli ingegneri Paolo Garfagnini e Maurizio Borghi per alcuni suggerimenti specifici molto importanti.

Ringrazio moltissimo anche Luciano Carrai per avermi trasmesso molte nozioni professionali, sia dell'impianto, sia di carattere generale.

Un ringraziamento speciale va anche alla mia zia Ginetta, che si è presa cura di revisionare la tesi.

Ringrazio tutti i miei amici che mi sono stati vicino nei momenti più difficili del mio percorso universitario dandomi la carica per farcela.

In particolare ringrazio l'ing. Alessandro Dei, che si è sostanzialmente aggiunto al nucleo familiare, dandomi un contributo su un piano di alto livello, di cui il percorso formativo costituisce solamente un piccolo sottoinsieme.

Per la mia famiglia non ci sono parole, servirebbe una tesi a parte, poiché i contributi che ho ricevuto hanno avuto infiniti livelli di azione. Ne cito solamente tre, che forse hanno agito più direttamente. Ringrazio mio padre per aver creduto in me ogni giorno, tale sicurezza mi ha permesso di affrontare sempre nel modo giusto la vita e quindi anche l'università. Grazie anche a te, Annasilvia, sei l'unica persona che mi capisce sempre. Questo fatto comporta ovviamente infinite conseguenze, soprattutto in ambito didattico-professionale. Grazie anche ai nonni che sono stati sempre attenti e presenti.

Infine il ringraziamento più importante lo dedico a te, che mi hai donato e trasmesso ogni giorno la forza necessaria per compiere questa impresa.